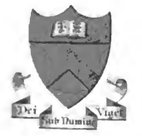
DINGLER'S POLYTECHNISCHES JOURNAL




Dei
Sub Numine
Viget





DINGLERS

Polytechnisches Journal

Herausgegeben

von Professor M. Rudeloff in Gross-Lichterfelde W.

Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin.

Achtundachtzigster Jahrgang 1907.

Band 322.

MIT 1510 IN DEN TEXT GEDRUCKTEN ABBILDUNGEN.



BERLIN W.

RICHARD DIETZE, VERLAGSBUCHHANDLUNG.

(Dr. R. DIETZE.)

Namen- und Sach-Register

zu

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

Band 322. Achtundachtzigster Jahrgang. 1907.

* bedeutet: Mit Abbildungen.

Namen-Register.

A.

B.

C.

D.

E.

F.

G.

H.

I.

J.

K.

R.

S.

T.

U.

V.

W.

Y.

Z.

Bücherschau.

Sach-Register.

A.

B.

D.

E.

F.

G.

H.

I.

K.

L.

M.

N.

O.

P.

U.

V.

W.

Z.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88 Jahrg., Bd. 322, Heft 1. Berlin, 5. Januar 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Einige bemerkenswerte Neuerungen auf der Ausstellung zu Mailand 1906.

Von **Georg von Hanffstengel**, Stuttgart.

Die ursprüngliche Idee der Mailänder Ausstellung war, bei Gelegenheit der Eröffnung des Simplontunnels, dieses verkehrstechnischen Wunders, einen Ueberblick über die Entwicklung des Transportwesens von den primitivsten Formen bis zu den modernsten Leistungen zu geben. Indessen hat man sich hierauf nicht beschränkt, sondern alle möglichen Industriezweige zugelassen, die teilweise zum Verkehrswesen nur in sehr entfernten Beziehungen stehen. Dieselben systematisch zu ordnen, scheint ziemlich schwierig gewesen zu sein, wenigstens fanden sich zusammengehörige Gegenstände durch die ganze Ausstellung verstreut. Der Maschineningenieur traf dabei überwiegend bekanntes. Da Italien nicht zu den führenden Industrieländern gehört, so nahmen die fremden Aussteller das Hauptinteresse in Anspruch. Ihre Darbietungen beschränkten sich indessen naturgemäß auf solche Gegenstände, für die in Italien eine Verkaufsmöglichkeit besteht, weshalb z. B. im Werkzeugmaschinenbau kaum eine bemerkenswerte Sonderleistung, dagegen ziemlich viel gute Marktware zu sehen war. Italienische und deutsche Fabriken, sowie Importeure amerikanischer Maschinen nahmen hier den breitesten Raum ein.

Im folgenden sollen einige für den Maschinenbauer besonders interessante Ausstellungsobjekte beschrieben werden.

Verlade- und *Förderanlagen* für Kohle, die eigentlich in eine Transportausstellung hineingehörten, waren leider wenig vertreten. Sehr hübsch waren die betriebsfähigen Modelle einer kombinierten Seil- und Kettenbahnanlage, sowie einer Rangierseilbahn mit Schiebebühne, die von der Firma *C. W. Hasenclever*, Düsseldorf, im Hebezeugpavillon vorgeführt wurden. Ferner ist zu erwähnen ein *Hunt*sches Becherwerk, sowie Teile von Drahtseilbahnen von *Ceretti & Tanfani*, Mailand. Nähere Besprechung verdient die von *Georg Leue*, Berlin, konstruierte Vorrichtung zum Bekohlen von Schiffen auf See, deren Modell in einem Anbau der Marinehalle im Betrieb zu sehen war.

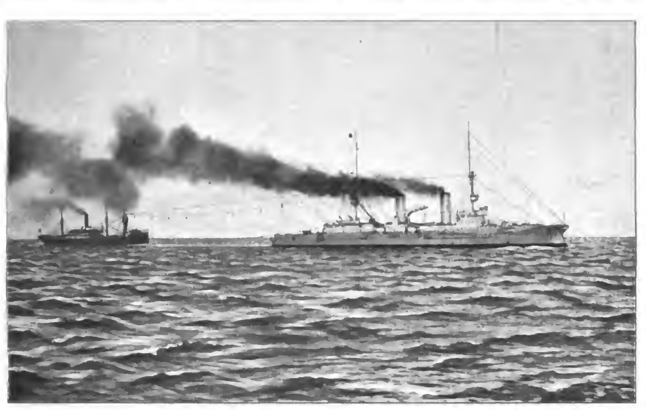


Fig. 1. Bekohlen von Schiffen auf See mittels Leue-Apparates.

Ueber die Bedeutung, welche derartigen Einrichtungen zukommt, hat bei Gelegenheit des russisch-japa-

nischen Krieges auch das größere Publikum einiges erfahren. Ihr Zweck ist, Kriegsschiffe vollkommen unabhängig von Kohlenstationen zu machen, indem sie die Möglichkeit schaffen, zu jeder Zeit aus einem mitgeführten Transportschiffe ohne Fahrtunterbrechung Kohlen zu entnehmen. Wenn man von einem ziemlich phantastischen Vorschlag absieht, der ermöglichen will, die Schiffe auch bei unruhigem Wetter in geringem Abstande breitseit nebeneinander fahren zu lassen, haben alle Konstrukteure bisher angenommen, daß das Transportschiff im Schlepptau des Kriegsschiffes fährt und eine Drahtseilbahn die Kohle in Säcken von einem Mast zum andern fördert (vergl. Fig. 1). Da aber infolge des Seeganges, wie sich an dem wechselnden Durchhang der Schlepptrosse zeigt, stets Relativbewegungen zwischen den Schiffen auftreten, so müssen besondere Maßnahmen getroffen werden, um die Spannung der Förderseile konstant zu erhalten. Die hierfür zur Anwendung kommende Ausgleichvorrichtung bildet den wichtigsten Punkt und das charakteristische Unterscheidungsmerkmal der verschiedenen Konstruktionen.

Wie früher in dieser Zeitschrift beschrieben[1]) benutzt die *Lidgerwood Mfg. Co.* in New York eine Zweitrommelwinde mit Reibkupplungen, die das Seil mit solcher Geschwindigkeit einzieht, daß es stets straff bleibt, auch wenn die Schiffe sich nähern, während bei gleichbleibendem oder sich vergrößerndem Abstande die Kupplung der geschleppten Trommel schleift. Außerdem kommt eine Hilfsleine zur

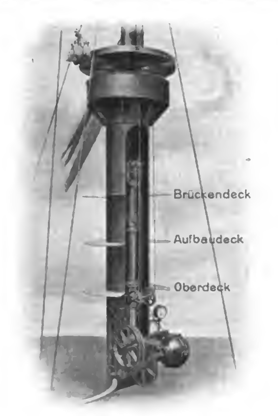
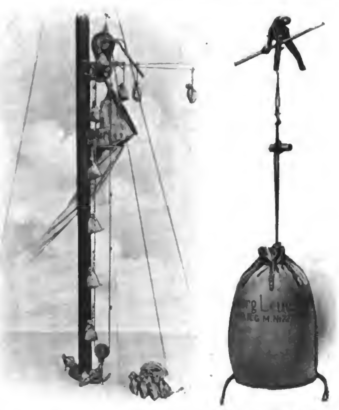


Fig. 2. Ausgleicher.

Anwendung, die durch einen im Wasser nachgezogenen Anker straff gehalten wird. Diese Anordnung hat die Nachteile, daß die Winde eine sehr große tote Arbeit zu leisten hat, die in Wärme umgesetzt wird, daß der Spannung der Ankerleine wegen eine bestimmte geringste Fahrgeschwindigkeit notwendig ist, und daß kein stetiger Lauf der Wagen stattfindet, vielmehr nur eine hin- und herwandernde Laufkatze angewandt werden kann.

Leue bewirkt dagegen den Seilausgleich in der Weise, daß er in den Lauf des Förderseiles eine Art von Flaschenzug einschaltet, dessen eine Rollengruppe unter der Einwirkung eines Preßluftzylinders steht. Bei Verringerung des Abstandes zwischen den Schiffen fährt der Kolben aus, bis die richtige Spannung in den Seilen wieder hergestellt ist; im umgekehrten Fall wird der Kolben durch die Seile hineingepreßt, wobei die Luft durch ein Ventil entweicht. Die Seillänge, welche der Ausgleicher aufnehmen bezw. hergeben kann, muß der größten möglichen Relativ-


Fig. 3. Gesamtansicht des Kohlenschiffmastes. Fig. 4. Am Transportseil hängender Kohlensack.

bewegung entsprechen. Gegen diese Konstruktion scheint nur der weniger schwerwiegende Vorwurf zu erheben zu sein, daß im Betriebe das Seil über die Rollen des 8- bis 12 fachen Flaschenzuges laufen muß. Dieser Umstand beschleunigt die Abnutzung und erhöht auch den Kraftverbrauch, jedoch nicht annähernd in dem Maße, wie bei der Konstruktion von *Lidgerwood*. Fig. 2 gibt eine Abbildung des in den Kriegsschiffmast eingebauten Ausgleichers mit unterhalb angebrachtem Antriebmechanismus. Das Seil bewegt sich in endlosem Laufe vom Mast des Kriegsschiffes zu den Umkehrrollen des Kohlenschiffes und zum Ausgleicher und Antrieb im Kriegsschiff zurück. Jeder Sack wird an einem Mitnehmer befestigt und dieser, wie Fig. 3 zeigt, an eine Elevatorkette gehängt, die ihn bis zum Seil hebt und hier selbsttätig freigibt, worauf er sich nach Fig. 4 auf dem Seil festklemmt und so zum Kriegsschiff mitgenommen wird. Hier löst sich der Haken, der Sack fällt auf eine Rutschbahn aus Drahtgeflecht und gleitet so auf das Schiffsdeck hinunter. Die leeren Säcke werden zusammengepackt und in derselben Weise zum Kohlenschiff zurückbefördert.

Die Haken sind neuerdings umkonstruiert, so daß die Uebergabe zwischen Elevator und Förderseil sich sicherer und wesentlich einfacher vollzieht, als in Fig. 3 angegeben.

Nach Beendigung des Kohlens kann von jedem Schiffe aus das Transportseil losgeworfen werden. Dasselbe geschieht selbsttätig, sobald etwa die Schlepptrosse brechen sollte.

Wie Herr *Leue* mitteilt, ist bei Versuchen in der deutschen Marine die geforderte Leistung von 50 t/Std. während einiger Stunden übertroffen worden.

[1]) vergl. D. p. J. 1904, S. 186.

Der Apparat wird auch für die Kohlenübernahme von schwer zugänglichen Küsten empfohlen.

An *Kranen* und *Aufzügen* waren von italienischen Firmen verschiedene Ausführungen aufgestellt, die indessen keine Besonderheiten aufwiesen. Die *Benrather Maschinenfabrik* und die *Duisburger Maschinenbauanstalt* führten Modelle schwerer Werftkrane vor. Am bemerkenswertesten war wohl ein vor dem Hebezeugpavillon aufgestellter Bockkran des *Grusonwerkes* von 65 t Tragkraft, eine neue Konstruktion, deren Eigentümlichkeit es ist, daß die beiden Ständer durch hydraulische Zylinder ersetzt sind, die den Kranbalken tragen und, indem sie diesen heben oder senken, zugleich der Last die Vertikalbewegung erteilen.

Im Anschluß an die Hebezeuge soll ein *neues Schiffshebewerk* Besprechung finden, dessen in Fig. 5 abgebildetes Modell in der schweizerischen Abteilung der Marinehalle im Betriebe vorgeführt wurde. Die Erfinder sind *Oelhafen* und *Löhle* in Zürich.

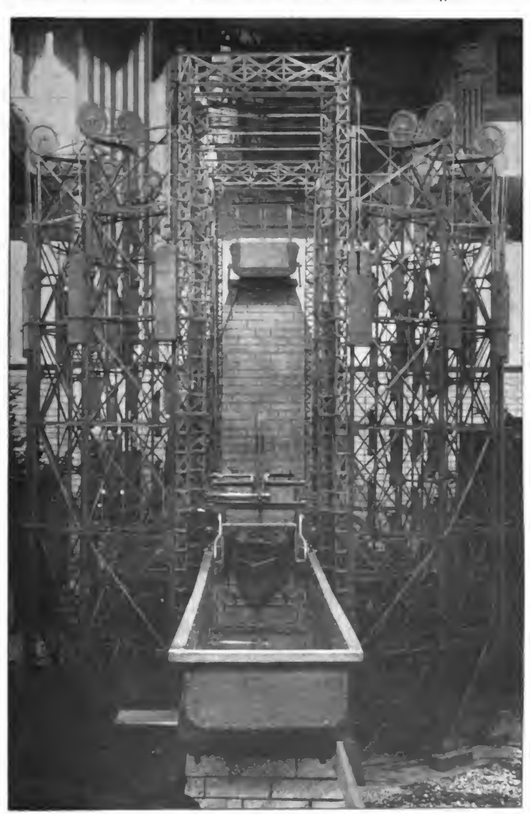


Fig. 5. Schiffshebewerk von Oelhafen & Löhle.

Um bei Schiffahrtskanälen größere Höhendifferenzen zu überwinden, gibt es, wenn Schleusen nicht mehr ausreichen, zwei Möglichkeiten, nämlich entweder das Schiff senkrecht zu heben oder es auf einer schiefen Ebene zu fördern. Letztere Methode wird dann empfohlen, wenn die Hubhöhe 25 m übersteigt. Sie bietet größere Sicher-

heit als die senkrechte Hebung, doch sind die Kosten der Fundierung hoch und der Kraftverbrauch infolge von Rei-

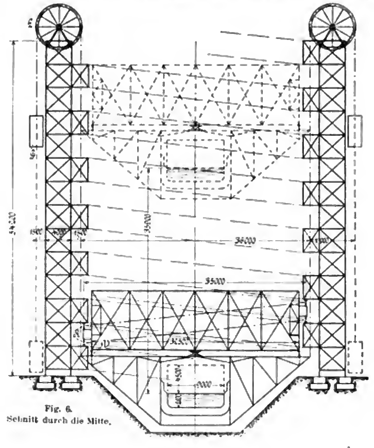


Fig. 6. Schnitt durch die Mitte.

Fig. 8. Grundriss

Fig. 6—8. Schiffshebewerk von Oelhafen & Löhle.

bung bedeutend, da die ganze Last von Schiff und Trog sich auf Rollen fortbewegt. Die Leistung ist bei größerer Hubhöhe beschränkt, da die Geschwindigkeit der gewaltigen bewegten Massen nicht beliebig gesteigert werden kann.

Das System *Oelhafen-Löhle* vereinigt die Vorzüge

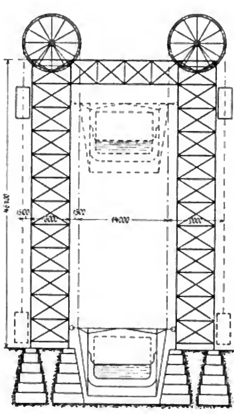


Fig. 7. Schnitt durch die Aussenpfeiler.

beider Methoden. Die Hauptlast erhält senkrechte Bewegung, aber gleichzeitig kommt eine schiefe Rollbahn zur Anwendung, die indessen jetzt in Form einer Schraubenlinie auf einem Zylinder aufgewickelt ist.

Fig. 6—8 zeigen die Gesamtanordnung. Wie aus dem Grundriß ersichtlich, führt sich das Troggestell in einem Gerüst, das aus vier Eckpfeilern und einem zylindrischen Mittelteil besteht, welches jene verbindet. An den Querträgern *N* des Gestelles greifen die über Leitrollen *L* geführten Seile zahlreicher Gegengewichte *G* an, die sich außen an dem Aufzuggerüst auf- und abbewegen. Durch einen Mittelzapfen ist mit dem Troggestell eine Drehscheibe verbunden, um die außen in Form eines Schraubenganges zwei Schienen *R* herumgelegt sind. Diese stützen sich oben und unten gegen Rollen, die, ebenfalls einer Schraubenlinie folgend, in dem zylindrischen Teile des Gerüstes verteilt sind. Sie bilden gewissermaßen die Gewindegänge einer Mutter und die Drehscheibe ein Stück einer Schraube, die sich, in Drehung versetzt, in dem Gerüst auf- oder niederschrauben muß und hierbei das mit ihr verbundene Troggerüst mitnimmt.

Aus Fig. 9 und 10 sind die wichtigsten konstruktiven Einzelheiten zu ersehen. Die Tragrollen *G* sind auf Konsolen am Aufzuggerüst montiert, zwischen welche die Querträger des Troggestelles hineinragen (vergl. Fig. 8). Seine seitliche Führung erhält der Trog zwischen den äußeren Pfeilern. Die Schraubengänge im Zylinder müssen natürlich dort, wo der Trog hindurchtritt, unterbrochen werden, doch bleibt ein genügender Bogen für eine gute Stützung der Drehscheibe.

Die Rollen haben, da das Gewicht der bewegten Teile vollständig ausgeglichen ist, nur zufällige Ueberlasten aufzunehmen. Damit sie auch bei ungenauer Ausführung oder bei ungleichmäßigem Setzen des Gerüstes alle ziemlich gleiche Belastung erhalten, sind sie auf

Federn abgestützt, die durch Schrauben nachgezogen werden können. Falls infolge eines Seilbruches irgend ein Rad eine unzulässige Belastung erfahren sollte, drücken sich die Federn zusammen, der Block B setzt sich auf den Kastenträger K und der Wagen kommt infolge der vermehrten Reibung zur Ruhe, da die Steigung des Schraubenganges ziemlich gering ist. Die Gegengewichte werden in solchen Fällen durch Fangvorrichtungen aufgehalten. Zum Antrieb des Drehwagens dienen Elektromotoren, die in dem Wagen selbst aufgehängt sind und mit Vorgelegen auf Ritzel arbeiten, welche in den am Troggestell befestigten Zahnkranz Z eingreifen.

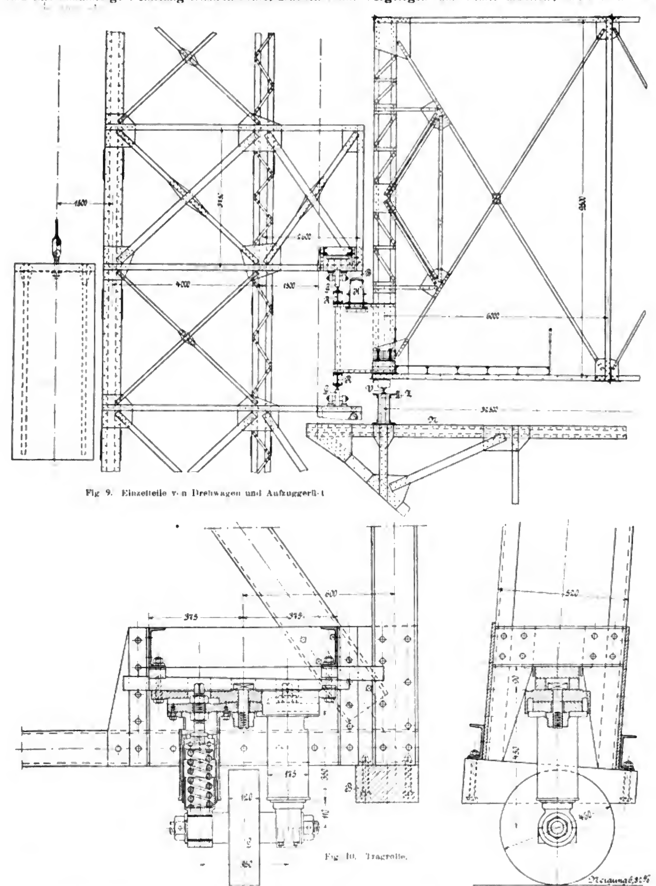


Fig. 9. Einzelteile von Drehwagen und Aufzuggerüst.

Fig. 10. Tragrolle.

Die Drehscheibe kann ober- oder unterhalb des Troges liegen. Den Zeichnungen ist die erstere Anordnung zu Grunde gelegt, die geringere Gründungskosten, aber ein höheres Gerüst verlangt. Die Drehscheibe muß hier, so-

lange die Gegengewichte wirksam sind, von dem Troggestell getragen werden und stützt sich daher auf dieses mittels eines Rollenkranzes und Schiene *V* ab. Sollten die Seile reißen, so würde der Trog am Drehwagen hängen.

Die Erfinder sind der Ansicht, daß ihr System für Höhenunterschiede bis zu 100 m anwendbar ist. Mit wachsender Höhe vermehrt sich nur das Gewicht des feststehenden Führungsgerüstes. Es ist auch die Möglichkeit ins Auge gefaßt worden, Tröge von sehr großer Länge mit Hilfe mehrerer Drehwagen zu heben, die sich in getrennten, hintereinanderstehenden Türmen befänden. In diesem Falle wäre nur für genau gleichmäßige Bewegung aller Drehscheiben zu sorgen.

Der vorliegende Entwurf ist ein Projekt für ein Hebewerk bei Prerau, wo Schiffe von 600 t um 35,90 m gehoben werden sollen. Der Trog ist 70 m lang und 9 m breit, und die Drehscheibe hat 35 m Durchmesser. Das Gewicht der bewegten Teile einschließlich Wasserfüllung ist hier auf etwa 2500 t, das Gesamtgewicht der Eisenkonstruktion auf 4200 t veranschlagt. Die Dauer einer Hebung soll 3—4 Minuten und die erforderliche Antriebskraft ungefähr 200 PS. betragen.

Das Ausführungsrecht für Deutschland ist der *Gutehoffnungshütte* übertragen worden.

(Schluß folgt.)

Die Entwicklung der Steinkohlengaserzeuger für den Hüttenbetrieb.

Von Ingenieur **Gille**.

Gaserzeuger, in welchen ein fester kohlenstoffreicher Brennstoff durch unvollständige Verbrennung unter Zuführung von Luft in Heizgas umgewandelt wird, bestehen, abgesehen vom Hochofen, bei welchem ein brennbares Gas als Nebenerzeugnis auftritt, seit ungefähr 50 Jahren. Sie sind eine Erfindung der *Gebrüder Siemens* und werden von ihnen Generatoren genannt, das darin hergestellte Gas entsprechend Generatorgas. Ihre Entstehung und Entwicklung ist so eng mit derjenigen des ebenfalls von den *Gebrüder Siemens* erfundenen Regenerativofens verknüpft, daß es nicht zu umgehen ist, auch auf diesen einen kurzen Rückblick zu werfen. Der Regenerativofen entstand bei dem Betreben, aus Roheisen unter Zusatz von Eisenerzen Stahl zu erzeugen. Die hierfür erforderliche hohe Temperatur, welche keine bis dahin bekannte Feuerung zu erzeugen imstande war, wird in ihm dadurch erzielt, daß das Heizgas und die zur Verbrennung desselben nötige Luftmenge durch die Abhitze des Ofens hocherhitzt werden, indem abwechselnd die Verbrennungsprodukte und das Gas bezw. die Luft durch mit feuerfesten Steinen gitterförmig ausgesetzte Kammern geleitet werden. Der Regenerativofen wurde in den Jahren 1861—1862 als Stahlschmelzofen erfolgreich in die Praxis eingeführt. Welche hervorragende Bedeutung er in der Stahlindustrie einnimmt, geht daraus hervor, daß ihm zur Zeit mehr als ein Drittel der Gesamtproduktion an Stahl entstammt. Eine gewinnbringende Stahlerzeugung im Regenerativofen ist aber nur bei Verwendung eines billigen, im Generator erzeugten Gases möglich.

Aus jedem festen Brennstoff lässt sich durch unvollständige Verbrennung ein Heizgas erzeugen. Vorbedingung ist aber immer eine genügende Schichthöhe. Die sich dabei abspielenden chemischen und physikalischen Umsetzungen sind im wesentlichen dieselben, sei der Brennstoff Steinkohle, Koks, Braunkohle oder Holz. Bei der Vergasung von Steinkohle im Generator sind zwei zum Teil zeitig zusammenfallende Vorgänge zu unterscheiden, die trockene Destillation der Kohle und die Verbrennung des Kohlenstoffs. Die erstere geht hauptsächlich in den oberen Zonen der Brennstoffschicht vor sich und wird durch die von unten aufsteigenden heissen Gase bewirkt. Sie wird mit der Verdampfung des hygroskopischen Wassers eingeleitet und umfaßt die Austreibung der schweren teerbildenden Kohlenwasserstoffe ($C_n H_{2n}$), des Methans (CH_4), des chemisch gebundenen Wassers und des disponiblen Wasserstoffs der Kohle. Die Verbrennung des Kohlenstoffs erfolgt entweder durch den Sauerstoff der Luft oder gleichzeitig mit diesem durch Wasserdampf, wobei eine Zerlegung des letzteren stattfindet. Bei Zuführung von Luft allein in den Gaserzeuger verbindet sich der Kohlenstoff mit dem Sauerstoff zunächst zu Kohlensäure nach der Formel $C + O_2 = CO_2$, welche dann in der glühenden Koksschicht zu Kohlenoxyd reduziert wird, $CO_2 + C = 2\,CO$. Wird mit der Luft dem Gaserzeuger Wasserdampf zugeführt, so ergeben sich gleichzeitig folgende Reaktionen: $C + 2\,O = CO_2$, $C + O = CO$, $C + 2\,H_2O = CO_2 + 4\,H$, $CO + H_2O = CO_2 + 2\,H$, $C + H_2O = CO + 2\,H$. Nach den Untersuchungen von *Wendt* (Z. d. V. d. I. vom 26. November 1904) scheinen die Reaktionen, welche Kohlensäure ergeben, die vorherrschenden zu sein.

Die bei der Verbrennung des Kohlenstoffs zu Kohlensäure freiwerdende Wärme wird hauptsächlich zur Reduktion der Kohlensäure zu Kohlenoxyd und zur Zerlegung des Wasserdampfes aufgewandt, der Rest dient teils zur Erwärmung des Gases, teils geht er durch Ausstrahlung oder mit der Asche verloren. Da die Kohlenoxydbildung am günstigsten bei hoher Temperatur erfolgt, und die Zerlegung des Wasserdampfes große Wärmemengen erfordert, wodurch die Temperatur im Gaserzeuger erniedrigt wird, so ist der Kohlensäuregehalt der Gase wesentlich von der Menge des eingeführten Wasserdampfes abhängig. Die in der Kohle enthaltenen geringen Mengen Schwefel verbrennen teils zu Schwefeldioxyd und Schwefeltrioxyd, teils gehen sie in die Schlacke. Der Stickstoffgehalt der Kohle findet sich als Ammoniak in den Gasen wieder. Die letztgenannten Verbindungen werden ihrer geringen Menge wegen bei Gasuntersuchungen vernachlässigt. Geschieht die Vergasung der Kohle nur durch Luft, so wird das erzeugte Gas „Luftgas" genannt, wird der Luft noch Wasserdampf beigemicht, so heißt es „Mischgas". Die Temperatur, mit welcher die Gase den Erzeuger verlassen, schwankt je nach der Betriebsweise zwischen 400 und 800° C. Der Wirkungsgrad eines Gaserzeugers ergibt sich aus der Menge der in die Gase übergetretenen brennbaren Bestandteile des Brennstoffes und dem Wärmewert der abziehenden Gase bezw. aus den ausgestrahlten Wärmemengen und dem Wärmewert der Asche. Im allgemeinen ist eine hohe Temperatur der abziehenden Gase nicht erwünscht, da der Verlust durch Abkühlung in den Leitungen um so größsr ist, je höher die Temperatur der Gase.

Die ersten Gaserzeuger arbeiteten noch ziemlich unwirtschaftlich und erforderten zu ihrer Bedienung ein großes Personal. Die Steigerung der Kohlenpreise und der Löhne machten es für den rationellen Hüttenbetrieb jedoch zur Bedingung, den Brennstoff so weit wie möglich auszunutzen und die menschliche Arbeit bei der Gaserzeugung

auf ein Mindestmaß zu beschränken. Infolgedessen sind im Laufe der Zeit eine Anzahl Generatorformen entstanden, welche erkennen lassen, wie aus dem ersten primitiven Gaserzeuger ein fast selbsttätig arbeitender Apparat wurde.

Der ursprüngliche von *Siemens* konstruierte Gaserzeuger hatte die in Fig. 1 dargestellte Form. In Hüttenbetrieben ist er kaum noch anzutreffen, in der keramischen Industrie findet er sich jedoch noch häufig. Er ist ein viereckiger, mit feuerfesten Steinen ausgemauerter Schacht von 2—2,2 m Breite, der unten durch einen Planrost mit anschließendem Treppenrost abgeschlossen ist. An den Treppenrost schließt sich eine unter einem Winkel von etwa 60° zur Wagerechten geneigte Brust an, bestehend aus einer Eisenplatte, welche mit einer Schicht feuerfester Steine übermauert ist. Die Kohle wird durch eine mit einem einfachen Deckel verschließbare Oeffnung aufgegeben. Die in der Figur eingetragene Füllvorrichtung ist schon eine spätere Verbesserung. Dieselbe besteht aus einem viereckigen Kasten mit doppeltem Verschluß, der untere aus einer drehbaren Klappe bestehend und der obere als abnehmbarer Deckel ausgebildet, dessen Ränder bei geschlossenem Zustand in eine mit Sand gefüllte Rinne tauchen. Zum Lockern des Brennstoffs und Abstoßen der Schlacke von den Seitenwänden sind in dem Gewölbe über dem Rost einige mit Stopfen verschließbare Stochlöcher angebracht. Die Kohle rutscht an der schrägen Brust herunter und bedeckt in gleichmäßiger Schüttung den Rost. Die Höhe der Brennstoffschicht über dem Rost beträgt etwa 800 mm. Unter dem Rost befindet sich meistens ein Wassertrog, in welchem die durch die Rostspalten fallende Asche abgelöscht wird. Der Gaserzeuger wird mit Kaminzug betrieben und vermag in 24 Stunden 1800 bis 2000 kg Steinkohle zu vergasen. Da die Wirkung des Kamins von der Höhe seiner Oberkante über der Feuerung abhängig ist, so werden die Gaserzeuger möglichst tief gelegt und die Gase in ansteigender Richtung dem Ofen zugeführt.

Fig. 1.

Das in diesem Generator erzeugte Gas ist sehr reich an Kohlenoxyd und verbrennt mit kurzer, heißer Flamme. Die mittlere Zusammensetzung eines aus westfälischer Steinkohle stammenden Gases ist etwa folgende: CO_2 — *3*, *CO* — *28*, CH_4 — *3*, *H* — *5*, *N* — *61* Vol. v. H. mit einem unteren Heizwert von 1220 WE. für den cbm. Aus 1 kg Kohle mit 77 v.H. C Gehalt werden ∾ 3,7 cbm Gas erzeugt, deren Heizwert etwa 56 v. H. des Heizwertes der Kohle beträgt. Diese niedrige Zahl erklärt sich daraus, daß ein großer Teil des Brennstoffs (bis zu 10 v. H. des Kohlenstoffgehaltes) wegen der breiten Rostspalten, die bei der geringen Saugwirkung des Schornsteins unerläßlich sind, als Koks in die Asche geht und etwa 5 v. H. als Teer, Ruß und Flugasche ausscheiden.

Der Koks wurde zwar vielfach aus der Asche ausgesondert und die erhaltenen sogenannten Schröben wieder zu Heizzwecken verwendet, doch war dieses mit so viel Unkosten verbunden, daß der Gedanke nahe lag, den Generator unter Verringerung des freien Rostquerschnitts mit Druckwind zu betreiben, zumal auch der Inhalt der Schmelzöfen stetig zunahm und bei der geringen Leistungsfähigkeit der Gaserzeuger ein großes Personal zu ihrer Bedienung nötig war. Man schloß deshalb den Aschenfall durch eine Tür oder einfach durch eine Blechplatte, deren Ränder mit Lehm verschmiert wurden, und blies die Luft mit einem Ventilator ein. Es zeigte sich jedoch, daß die Schütthöhe im Generator für eine höhere Windpressung zu gering war und daß sich besonders an den scharfen Ecken leicht Kanäle bildeten, durch welche die Luft unverbrannt hindurchging und ein Teil der Gase als Oberfeuer verbrannte. Die Gase waren daher reich an Kohlensäure und verließen den Erzeuger mit sehr hoher Temperatur. Ein weiterer Uebelstand zeigte sich darin, daß die Schlacke zu großen Klumpen zusammensinterte und sich an den Wänden des Schachtes ansetzte, wodurch das Röstern eine mühevolle und zeitraubende Arbeit wurde.

Diese für die Gaserzeugung sehr störenden Erscheinungen werden durch die in Fig. 2 und 3 gezeigte Konstruktion eines neueren *Siemens*-Generators zum Teil be-

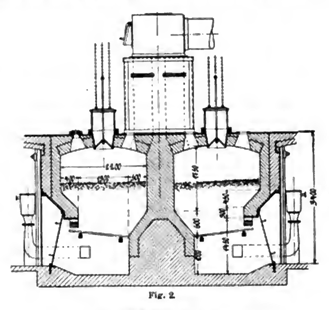


Fig. 2.

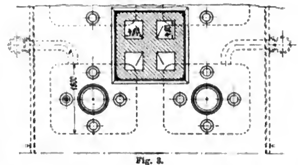
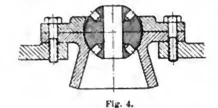


Fig. 3.

seitigt. Dieser Gaserzeuger ist wohl derjenige, der für die Vergasung von Steinkohle die weiteste Verbreitung gefunden hat. Die Rostfläche ist gegenüber derjenigen des Zuggenerators vergrößert. Die Bildung von Kanälen in der Brennstoffsäule wird durch Abrundung der Ecken, durch Erweiterung des Schachtes oberhalb des Rostes und durch Erhöhung der Kohlenschicht auf etwa 1200 mm verhindert. Die Luft wird mit einem Druck von 20—60 mm Wassersäule durch ein Dampfstrahlgebläse unter den Rost gedrückt. Der Dampf erniedrigt die Temperatur im Gaserzeuger und beschränkt dadurch das Zusammensintern großer Schlackenklumpen. Zum Aufgeben der Kohle dient ein in der Mitte des Schachtes befindlicher runder Fülltrichter, der so eingerichtet ist, daß der in den Schacht hineinreichende, dem Verbrennen am meisten ausgesetzte, konische Teil leicht ausgewechselt werden kann. Das Entweichen von Gas aus dem Fülltrichter verhindert ein doppelter Verschluß. Den unteren Abschluß bewirkt ein Kegel, der unter Zwischenschaltung einer runden Stange an einer Kette aufgehängt ist. Die Kette ist über eine in der Dachkonstruktion des Generatorhauses gelagerte Rolle geführt

und trägt an ihrem anderen Ende ein Gewicht, das den Kegel gegen den Trichter anpreßt. Als zweiter Verschluß dient eine auf dem Rand des oberen Trichterteils aufliegende Platte, welche in der Aufhängestange des Kegels geführt ist und in gleicher Weise wie dieser aufgehängt ist, jedoch hat die Platte das Uebergewicht. Da dieser Fülltrichter für eine große Anzahl verschiedener Generatoren typisch ist, so möge seine Wirkungsweise kurz erläutert werden.

Zunächst wird die Verschlußplatte gehoben und gegen Herabfallen durch Einhaken der Kette in eine an der Bühne befestigte Oese gesichert. Dann wird der Trichter mit Kohle gefüllt, die Platte wieder gesenkt und der Kegel mittels der Aufhängestange heruntergedrückt, wobei der Trichterinhalt in den Schacht fällt. Durch das Gegengewicht wird der Kegel wieder in seine Anfangsstellung zurückgezogen. Die gleichmäßige Verteilung der Kohle geschieht mit Hilfe einer Schürstange durch vier um den Fülltrichter gruppierte Stochlöcher. Die in Fig. 4 in größerem Maßstab dargestellten Stochlochverschlüsse sind als Kugelverschlüsse ausgebildet und wurden als solche zuerst von *Krupp* angewandt. Sie bestehen aus einem geteilten, beiderseits offenen Gehäuse, welches auf der Abdeckplatte befestigt wird. In dem Gehäuse ist eine Kugel drehbar angeordnet, die zum Durchstecken der Schürstange eine größere Oeffnung und rings um diese eine Anzahl kleinerer Löcher besitzt. In diese Löcher wird die Spitze der Schürstange oder ein besonderer Rundeisenstab eingesteckt und die Kugel damit in die gewünschte Lage gedreht.


Fig. 4.

Bei den neueren *Siemens*-Gaserzeugern werden, wie in Fig. 2 und 3 angedeutet, gewöhnlich vier Schächte zu einem Block vereinigt, einerseits um die Strahlungsverluste zu vermindern, andererseits um eine gleichmäßige Gaszusammensetzung zu erzielen. Zu letzterem Zweck werden die vier Schächte der Reihe nach in gleichen Zeitabständen beschickt, so daß die Kohle sich in jedem Schacht in einem anderen Zustand der Entgasung befindet. Die Gasabzüge sind in den zusammenstoßenden Ecken der Schächte angeordnet; jeder einzelne ist durch einen Schieber absperrbar. Oberhalb der Schieber vereinigen sich die Abzüge in einem Kasten, von dem aus das Gas durch eine schmiedeeiserne Leitung weitergeführt wird. Die Bedienungsbühne dieser Gaserzeuger liegt bei älteren Anlagen meistens auf Flurhöhe, bei neueren häufig soviel über Flur, daß die Kohle aus den Eisenbahnwagen unmittelbar auf dieselbe entladen werden kann. Die Asche wird über eine schiefe Ebene oder durch einen Aufzug hochgefördert. Das Reinigen des Rostes von Schlacken geschieht gewöhnlich einmal in der Schicht, und zwar für die vier Schächte eines Blocks in gleichen Zeitabständen. Während des Röstens ist der Schieber im Gasabzugkanal geschlossen. Ein Schacht setzt in 24 Stunden 3000 bis 4000 kg westfälischer Kohle durch. Die mittlere Zusammensetzung des Gases aus einer Kohle mit 77 v. H. C ist ungefähr folgende in Vol. v. H: $CO_2 - 5$, $CO - 23$, $CH_4 - 3$, $H - 13$, $N - 56$, mit einem unteren Heizwert von 1280 WE. für den cbm. Da 4—6 v. H. des Kohlenstoffgehalts der Kohle in die Asche gehen, so entstehen aus 1 kg Kohle etwa 4,1 cbm Gas, welche, auf Außentemperatur abgekühlt, ca. 65 v. H. des Heizwertes der Kohle enthalten. Die sowohl hier als auch später angegebenen Zahlen setzen einen gut geleiteten Betrieb mit geschulten Arbeitern voraus.

(Fortsetzung folgt.)

Eisenbahnunterquerung der Leidener Strasse bei Utrecht.

Von **F. Kerdijk**, Ingenieur, Laren N. H. (Holland).

Im Jahre 1902 wurde zur Verbesserung der Verkehrsverhältnisse in der Umgebung des Hauptbahnhofs Utrecht zu einer Unterquerung des Bahnhofgeländes durch die Leidener Straße beschlossen. Die Ausführung der verschiedenen hiermit verbundenen Arbeiten wurde von *A. W. C. Dwars* in „De Ingenieur" (1906, No. 16 und 33) eingehend besprochen, welcher Abhandlung wir im folgenden das wichtigste entnehmen wollen. Daß die zu besprechenden Arbeiten einem hohen Bedürfnis entsprechen, zeigen die folgenden Zahlen, welche das Mittel aus den Beobachtungen an drei Wochentagen (von denen ein Markttag) zwischen morgens 7 und abends 10 Uhr wiedergeben. Die Verkehrsbewegung umfasste täglich 20000 Fußgänger, 1800 Wagen, an gewöhnlichen Tagen 4 bis 500, am Markttage 1100 Stück Vieh, während die mittlere Schlußdauer der damaligen Eisenbahnkreuzung 60 v. H. betrug, wobei die größten Schlußperioden zwischen 8 und 22 Minuten schwankten. Dieser unhaltbare Zustand wird durch die in Ausführung begriffenen Arbeiten in folgender Weise beseitigt.

Unmittelbar neben der alten Niveaukreuzung der Leidener Straße befindet sich über dem mit dieser parallel verlaufenden Kanal eine Eisenbahnbrücke mit zwei Oeffnungen von je 6 m Breite, welche durch einen 1,80 m dicken Pfeiler getrennt sind (Fig. 3 und 14). Der Verkehr durch den genannten Kanal hat durch die Ausführung anderer Kanalbauten dermassen abgenommen, dass *eine* Durchfahrtöffnung vollkommen genügt, infolgedessen die zweite Brückenöffnung nun für eine Straßenunterquerung verfügbar war. Dieselbe ist nur für den Wagenverkehr bestimmt, während nach Fertigstellung die jetzige Niveaukreuzung aufgehoben und an deren Stelle ebenfalls ein Doppeltunnel mit Oeffnungen von 6 m und 5,40 m erbaut wird, für Handkarren, Fahrräder und Fußgänger. Da die frühere südliche Kanalöffnung einen kleinen Fußsteg enthielt, welcher den fortdauernden freien Verkehr zwischen den beiden Stadtteilen herstellte, so mußte vor Inangriffnahme des Umbaues für die Fahrwegunterquerung eine Hilfsbrücke für den Personenverkehr über das Eisenbahngelände geschlagen werden.

Personenbrücke.

Die Brücke, welche eine Spannweite von 31,80 m und eine Breite von 2 m erhielt, wurde auf eine bewegliche Belastung von 500 kg f. d. qm berechnet. In Hinsicht auf die noch zu beschreibende Lanzierung und auf die Wahrscheinlichkeit, daß die senkrechten Konstruktionsteile bei hinüberziehenden Menschenmengen auch seitliche Kräfte aufnehmen müssen, da die genannten Teile zugleich als Brückenlehne dienen, wurde das Vertikal- und Diagonalgestänge sehr steif entworfen, durchgehend aus doppeltem Winkeleisen $75 \times 75 \times 10$, während die Versteifungsplatten auf 12 mm angenommen wurden. Diese verhältnismäßig schweren Versteifungsplatten ergeben den doppelten Vorteil grosser Steifheit in den Verbindungspunkten und kleiner Oberfläche der Konstruktionsteile, was sehr erwünscht war,

um eine gute Durchsichtigkeit der ganzen Konstruktion in Hinsicht auf die Eisenbahnsignale zu erreichen. Der großen Steifheit wurde viel Aufmerksamkeit gewidmet, da im gegebenen Fall die bewegliche Belastung auf das doppelte des Eigengewichts der Brücke angenommen werden mußte, wodurch die Möglichkeit von beträchtlichen Schwingungen vorhanden war.

Da es sogar zeitweise für die Montierung nicht möglich war, zwischen den Gleisen einen Stützpunkt zu errichten, so blieb nichts anderes übrig als die Brücke als Ganzes ausserhalb des Eisenbahngeländes zusammenzubauen und nachträglich hinüberzuschieben. Die ganze Konstruktion wurde fahrbar auf zwei Eisenbahnachsen in der erforderlichen Höhe auf einem starken Holzgerüst zusammengestellt (Fig. 1), wobei die Brücke vorne mit einer 10 m langen Fangnase, hinten mit einer ebenfalls 10 m langen Ballastnase versehen wurde. Vor dem Ueberschieben wurde die Ballastnase in solcher Weise beschwert, daß der Schwerpunkt 1 m hinter der ersten Achse zu liegen kam. Die Fangnase wurde am gegenüberliegenden Brückengerüst bei der Lanzierung durch zwei Rollen aufgenommen, welche während der letzten Strecke zusammen mit der hinteren Eisenbahnachse die Führung des Ganzen herstellten. In Fig. 2 ist die überschobene Brücke wiedergegeben. Nachträglich wurden die Nasen entfernt, das Gerüst abgebrochen und die Treppen angebracht. Daß ein verhältnismäßig schweres Gerüst notwendig war, erhellt aus folgenden Angaben:

1. die große Höhe der Brückenunterkante über dem Boden = 8,32 m,
2. das beträchtliche Gewicht der Eisenkonstruktion samt dem Ballast = 26 000 kg,
3. der ungünstige Druck auf die hintere Eisenbahnachse im Augenblick, wo die Fangnase am gegenüberliegenden Gerüst zu tragen anfängt = 20 000 kg.

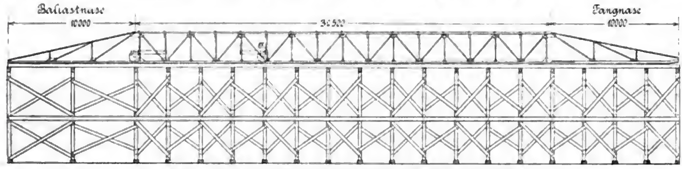


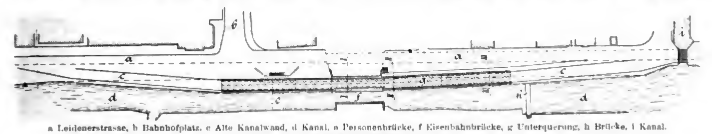
Fig. 1. Personenbrücke für das Eisenbahngelände in Utrecht auf dem Gerüst.



Fig. 2. Brücke nach der Ueberschiebung.

Allgemeine Beschreibung der Fahrwegunterquerung.
(Fig. 3 und 4.)

In einem Abstand von 160 m östlich von der Achse des Eisenbahngeländes fängt der Fahrweg an zu fallen unter einer Neigung von 1 : 40, während 65 m, worauf ein Plateau erreicht wird in einer Höhe von 0,40 + *N W* (*N W* = Rheinwasserstand, gleichbedeutend mit dem normalen Wasserstand der Kanäle in Utrecht). Dieses Plateau hat eine Länge von 16 m und steigt wieder an bis 0,50 + *N W*, letzteres zu dem Zwecke, so viel wie möglich zu verhindern, daß Wasser aus den höher gelegenen Partien in den noch zu beschreibenden Trog abfliesst. Von dem Plateau ab fällt der Weg wieder während 65 m unter einer Neigung von 1 : 40 bis unmittelbar vor der Brücke, wo eine Tiefe von 1,15 — *N W* erreicht wird; hier schliesst sich eine ebene Strecke von 40 m Länge und 3,85 m freier Durchgangshöhe an, welche sich an der Westseite so weit an der bestehenden Brücke vorbei fortsetzt, daß diese noch ohne Hindernis mit zwei Gleisen erweitert werden kann. Die Westseite des Fahrweges gibt übrigens das gleiche Bild wie die beschriebene Ostseite. Die Neigung von 1 : 40 ist gewiß nicht wünschenswert zu nennen, jedoch ließen die Terrainverhältnisse ohne zu grossen Kostenaufwand eine bessere Lösung nicht zu. Zwar hätte man durch Weglaßen der Plateaus eine Neigung von 1 : 50 erreichen können, wodurch jedoch die wertvollen Ruheplätze auf halbem Wege und außerdem Haltepunkte bei etwaiger Verkehrsstockung verloren gegangen wären, während sich auch leicht zu viel Wasser an der tiefsten Stelle angesammelt hätte. In welcher Weise das Wasser bei der jetzigen Ausführung entfernt wird, werden wir am Schluss dieser Abhandlung näher besprechen.



a Leidenerstrasse, b Bahnhofplatz, c Alte Kanalwand, d Kanal, e Personenbrücke, f Eisenbahnbrücke, g Unterquerung, h Brücke, i Kanal.
Fig. 3. Lageplan.

Der in Utrecht nur einmal beobachtete höchste Wasserstand beträgt 0,39 + *N W*. Es ist also selbstverständlich, daß jener Teil des Fahrweges, welcher tiefer als 0,40 + *N W* zu liegen kommt, als Trog ausgeführt werden mußte, dessen Wände dem Wasserdruck bis 0,40 + *N W* widerstehen können.

Trog aus Betoneisen.

Als Material für den Trog, der eine Länge von 164 m und eine mittlere Breite von 6 m erhielt, wurde Betoneisen gewählt, da die Konstruktion bei einer zuverlässigen Wasserdichtheit bei der geringen verfügbaren Breite unter der Eisenbahnbrücke nur wenig Platz beanspruchen durfte. Ausserdem war die Fundierung der Eisenbahnbrücke nur teilweise bekannt, da dieselbe an drei verschiedenen Zeitpunkten gebaut und wieder abgeändert war. Es war unmöglich den Boden neben dem Pfeiler so weit auszugraben, dass man eine Betonschicht hätte anbringen können, schwer genug um dem Auftrieb des Trogs das Gleichgewicht zu halten, da deren Unterkante dafür bis 3,50 — *N W* hätte reichen sollen. Durch eine so tiefgehende Ausgrabung wäre die Eisenbahnbrücke ernstlich gefährdet gewesen. Das Betoneisen bot nicht nur den Vorteil der geringen Abmessungen, sondern eignete sich zugleich vorzüglich für die Pfahlfundierung. Das Einrammen hölzerner Pfähle wäre unter der Brücke unmöglich gewesen, das Einspritzen ebenfalls, da hierdurch der Boden für den Pfeiler zu sehr gelockert wäre. Die Pfähle aus Betoneisen, welche nach unten breiter werden (Fig. 5), sind in folgender Weise aufgestellt worden. Zuerst wurde durch langsames Ausbaggern ein Hilfszylinder aus Eisen in den Boden versenkt, worauf man den Pfahl in diesen niederliess. Darauf wurde der Zylinder vorsichtig herauf gezogen und der freie Raum mit grobem Sand ausgefüllt.

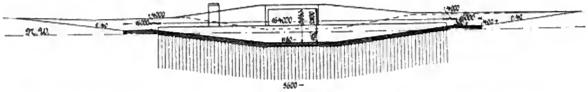


Fig. 4. Längenprofil.

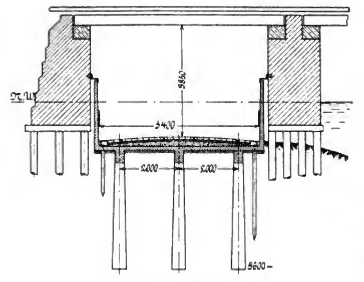


Fig. 5. Querschnitt I—I.

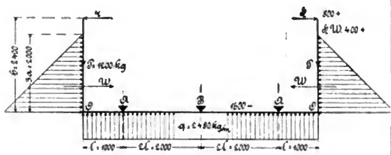


Fig. 6. Kräfteschema für das Trogprofil unter der Brücke.

In der Längsrichtung des Trogs wurden die Pfähle unmittelbar unter dem Trogboden mittels Unterstützungsbalken mit schwerer Armierung verbunden. Trog und Brückenpfeiler sollten in senkrechter Richtung voneinander unabhängig bleiben, da etwaige Bewegungen des einen Teiles keinen Einfluss auf den anderen Teil haben dürfen. Als seitlicher Stützpunkt war der Pfeiler jedoch sehr gut brauchbar, wozu er denn auch, wie aus Fig. 5 ersichtlich, benutzt wurde.

In Fig. 6 ist das Kräfteschema wiedergegeben, wonach die Berechnung ausgeführt wurde, indem man die Gleichung für die Formänderungsarbeit aufstellte und dann nach den unbekannten Reaktionen *H* und *A* differentiierte. In Fig. 6 gibt *q* den aufwärts gegen den Trogboden gerichteten Druck, *W* den Wasserdruck gegen die Seitenwand, *P* das Gewicht der Seitenwand wieder, während die Pfähle mit *A, B* und *A* bezeichnet sind. Für den Anfang der Berechnung wurden Trägheitsmomente angenommen, welche man durch eine Annäherungsrechnung vorläufig bestimmte.

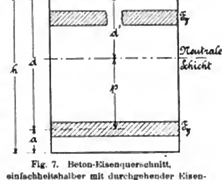


Fig. 7. Beton-Eisenquerschnitt, einfachheitshalber mit durchgehender Eisenschicht.

Die vollständige Formel für die Formänderungsarbeit lautet:

$$A = \int \frac{M^2\,dx}{2\,C\,I_{\text{Seitenwand}}} + \int \frac{M^2\,dx}{2\,E\,I_{\text{Boden}}} + \int \frac{(W-H)^2\,dx}{2\,E\,F_{\text{Boden}}},$$

wobei der letzte Ausdruck von geringem Wert ist, wie eine kleine Berechnung leicht zeigen wird, und daher vernachlässigt wurde. Die beiden Unbekannten findet man aus den Gleichungen:

$$\frac{\partial A}{\partial H} = 0 \text{ und } \frac{\partial A}{\partial A} = 0.$$

Für die Ausarbeitung fanden die nachstehenden Formeln und Zahlen Anwendung (vergl. auch Fig. 7).

Ideelles Trägheitsmoment

$$I_i = \frac{d'3}{3} + n\,F_e\,[p^2 + (d' - a)^2].$$

Ideelle Oberfläche

$$F_i = F_{\text{Beton}} + n \,.\, F_{\text{Eisen}}$$

$$n = \frac{E_{\text{Eisen}}}{E_{\text{Beton}}} = 10.$$

Widerstandsmoment für das Eisen auf Zug

$$W_e = \frac{I_i}{n\,p}.$$

Widerstandsmoment für das Eisen auf Druck

$$= W_e{}^d = \frac{J_i}{n \cdot (d' - a)}.$$

Widerstandsmoment für den Beton auf Druck

$$= W_b{}^d = \frac{J_i}{d'}.$$

Die Lage der neutralen Schicht wird bestimmt durch:

$$p = d + 2\,n\,F_e - \sqrt{2\,n\,F_e\,(d + n\,F_e + a)}.$$

Erste Voraussetzung. Vollkommene Einklemmung in den Punkten *O*. Lose Auflagerung in *A*, *B* und *A*.

Ergebnisse:

Reaktion $A = 3300$ kg
" $B = 3300$ "
" $H = 680$ "

Max. Momente in der Seitenwand:
auf 0,40 — $N\,W = -\;63\,800$ cm/kg
" 1,60 — $N\,W = +\;105\,000$ "

Max. Moment in dem Boden:
auf 200 cm aus der Mitte $= +\;109000$ cm/kg.

Zweite Voraussetznng. Vollkommene Einklemmung in *O*. Vollkommene Einklemmung in *A*, *B* und *A*.

Ergebnisse:

Reaktion $A = 2900$ kg
" $B = 4100$ "
" $H = 700$ "

Max. Momente in der Seitenwand
auf 0,44 — $N\,W = -\;67000$ cm/kg
" 1,60 — $N\,W = +\;99000$ "

Max. Momente in dem Boden:
auf 300 cm aus der Mitte $= 99000$ cm/kg
links von $A = 94600$ "
rechts von $A = 82000$ "
in $B = 82000$ "

Aus obenstehenden Zahlen sieht man sofort, daß links und rechts von *A* verschiedene Momente herrschen; der Unterschied beläuft sich auf 12600 cm/kg, welcher durch die Befestigung von Pfahl und Längsbalken aufgenommen werden muss.

Fig. 8 zeigt die Anordnung der Eisenstangen in den Pfählen. Vernachlässigt man den Beton, so ist das Widerstandsmoment der vier eisernen Stangen allein = 102 ccm, die max. Spannung 123 kg/qcm. Fügt man die Zugspannung hinzu, welche durch die negative Reaktion entsteht, so ist die grösste Zugspannung = 426 kg/qcm, also vollkommen sicher.

Fig. 8. Eisenstangen in den Betenpfählen.

Mittlere Ergebnisse:

Reaktion $A = 3100$ kg
" $B = 3700$ "
" $H = 690$ "

Max. Spannung in der Seitenwand auf
0,40 — $N\,W\;S_e^z = 443$ kg/qcm
$S_b^d = 19$ "
1,60 — $N\,W\;S_e^z = 580$ "
$S_b^d = 20$ "

Max. Spannung in dem Boden
$S_e^z = 245$ "
$S_b^d = 12$ "

(Schluß folgt.)

Die Magnetitbogenlampe.[1])

Von Dipl.-Ing. **Walter Eminger**, Câmpina (Rumänien).

Die Bogenlampenelektroden lassen sich in zwei große Hauptgruppen einteilen, in gewöhnliche Bogenlampenkohlen und in Flammenbogenelektroden, letztere wieder in Kohlenelektroden mit Leuchtzusätzen und in Elektroden, die entweder nur sehr wenig oder gar keine Kohle oder diese nur chemisch gebunden enthalten. Chemisch gebunden findet sich die Kohle in den Elektroden aus den Metallkarbiden, gar keine Kohle ist enthalten in den Elektrolytelektroden von *Rasch*[2]) und in den in den letzten Jahren in Amerika aufgetauchten Elektroden aus Metallegierungen, z. B. Ferrotitan, und aus Magnetit mit Titanoxyd.

Bei den gewöhnlichen Bogenlichtkohlen wird, abgesehen von den Dauerbrandlampen, das Licht fast ausschließlich von dem glühenden Krater der positiven Kohle geliefert, und zwar zu etwa 85 v. H. Die negative Kohle liefert ungefähr 10 v. H. und der etwa 3 mm lange nur wenig leuchtende Bogen nur etwa 5 v. H. der gesamten Lichtmenge.

Bei den Flammenbogenelektroden aus Kohle mit Leuchtzusätzen wird der 15 — 20 mm lange Lichtbogen durch die den Elektroden beigemengten Zusätze, z. B. Metallsalze, welche gutleitende Dämpfe bilden, leuchtend gemacht, indem die in den Bogen gelangten Teilchen dieser Zusätze denselben färben. Durch diese Zusätze erreicht man eine grössere Lichtausbeute. Nach Untersuchungen von Prof. Dr. *Wedding*[3]) ist bei derartigen Flammenbogenkohlen der Lichtbogen mit etwa 25 v. H. an der Gesamtstrahlung beteiligt, so daß auf die glühenden Kohlenspitzen 75 v. H. entfallen.

Die Elektrolytelektroden haben gar keinen Krater, wenn zwar auch die intensiv leuchtenden Elektrodenenden mitstrahlen.

Die Magnetit- und die Ferrotitan-Elektroden schließlich sind reine Flammenbogenelektroden. Der von den glühenden Elektrodenenden ausgestrahlte Lichtbetrag ist ganz unbedeutend, das ganze Licht wird daher praktisch nur von dem leuchtenden Bogen geliefert.

Bereits im Jahre 1885 wurde in Amerika von einem gewissen *Lewis L. Jones* in Brooklyn ein Patent auf eine Bogenlampenelektrode, bestehend aus den Oxyden des Eisens und aus Magnesiumoxyd, nachgesucht, das im Jahre 1892 auch erteilt wurde. (Amerik. Pat.-Schr. 484553.) Ueber die Ergebnisse mit diesen Elektroden ist indessen nichts in die Oeffentlichkeit gedrungen. Als Ausgangsmaterial verwendete der Erfinder rotes Eisenoxyd, Fe_2O_3. Eine Mischung von 10 v. H. dieses roten Eisenoxydes mit 90 v. H. Magnesiumoxyd sollte nach Angabe der Patentschrift gute Ergebnisse liefern. Beide Oxyde sind Nichtleiter. Um den Elektroden die genügende Leitfähig-

[1]) D. p. J. 1904, Bd. **319**, S. 542.

[2]) D. p. J. 1902, Bd. **317**, S. 703

[3]) E. T. Z. 1902, S. 708.

keit zu geben, reduzierte der Erfinder, indem er die fertigen Elektrodenstifte in Kohle einpackte und einer hohen Temperatur aussetzte, das nichtleitende Fe_2O_3 zu Magnetit, Fe_3O_4, oder er führte die Reduktion an der Oberfläche des Stabes bis zum Metall durch. Diese Elektrode dürfte als Vorläuferin der heutigen Magnetitelektrode aufzufassen sein.

Der erste größere Artikel über die Magnetitbogenlampe erschien von *Steinmetz* am 21. Mai 1904 in Electrical World. Die von ihm beschriebene Lampe der *General Electric Comp.* verwendet als positive Elektrode eine über der negativen Magnetitelektrode angeordnete Kupferelektrode, die nicht verzehrt wird. Nur die negative Magnetitelektrode nützt sich ab. Der Magnetit ist in ein dünnwandiges Eisenrohr gepreßt. Durch das Titan soll das etwas unruhige Licht des Magnetit beruhigt und der Wirkungsgrad der Lampe erhöht werden. Bei einem für Kohlenelektroden üblichen Querschnitt beträgt der stündliche Abbrand etwa 3 mm, was bei einer Stiftlänge von 200 mm einer Brenndauer von 50—60 Brennstunden entspricht. Zur Erhöhung der Brenndauer kann bei der Fabrikation der Elektroden ein Teil des Oxydes zum Metall reduziert werden. Bei schwacher Reduktion aber fällt die Elektrode porös aus und besitzt dann eine geringere Lebensdauer, bei zu starker Reduktion aber geben die Elektroden ein unruhiges blaues Licht und sprühen Funken. Es wird daher statt der Reduktion zur Herabsetzung des Abbrandes besser ein inaktives Material als Zusatz gewählt. Derartige Elektroden brennen völlig ruhig und nützen sich innerhalb von 20—30 Stunden um nur etwa 25 mm ab, so daß eine 200 mm lange Elektrode für 150 bis 200 Brennstunden ausreicht. Es soll sogar möglich sein, die Brenndauer durch Aenderung der Zusammensetzung des Elektrodenmaterials unter Verringerung des Wirkungsgrades bis auf 500—600 Stunden zu steigern. Meßergebnisse teilt *Steinmetz* in diesem Aufsatz nicht mit.

Vor etwa Jahresfrist, Mai 1905, erschien in der Zeitschrift Electrical World eine Veröffentlichung des Amerikaners *Jsador Ladoff*, in welcher er über Meßergebnisse mit Ferrotitan-Elektroden berichtet, wie sie die britische Patentschrift 226 vom Jahre 1904 von *Ladoff* & *Mac Naughton* beschreibt. In dieser Patentschrift schlagen die Erfinder für die darin beschriebenen Metallelektroden als Leuchtzusatz Titan, als leitende Substanz Eisen vor. Statt Eisen kann auch Kupfer oder ein anderes Metall, statt Titan auch ein anderer Leuchtstoff, z. B. Magnesium verwendet werden. Die Stifte werden bei Verwendung von Eisen entweder aus einer Ferrotitanlegierung oder aus Rutil, TiO_2 und Magnetit Fe_3O_4 durch Reduktion in Kohle hergestellt.

Ladoff teilt in seinem Aufsatze Untersuchungsergebnisse mit Stiften verschiedener Zusammensetzung mit. Er benutzte zunächst Elektroden aus Magnetit, Hämatit und Titanoxyd und umgab die Elektroden wegen ihrer Zerbrechlichkeit mit Eisenhülsen. Wurden mehr als 10 v. H. Titanoxyd zugesetzt, so wurde der Lichtbogen äußerst unruhig. Die Lichtausbeute war größer, wenn nur Magnetit und Titanoxyd und kein Hämatit verwendet wurden. Wurden ferner Elektroden aus Magnetit und Titanoxyd reduziert, so nahm die Lichtausbeute zu. Die Reduktion gestattete außerdem größere Beimengungen an Titanoxyd, und der Lichtbogen brannte sogar bei einem Gehalt von 90 v. H. Rutil und 10 v. H. Magnetit ruhig. Die besten Ergebnisse lieferten Stifte, die 50 v. H. Rutil und 50 v. H. Magnetit enthielten. Die vollkommen reduzierten Stifte waren völlige Metallstäbe und härter wie Stahl.

Die sphärische Helligkeit, die sich bei verschieden reduzierten Stiften ergab, wurde von *L. B. Stillwell* und *H. S. Putnam* bestimmt. Zu den Messungen wurden benutzt:

1. Zwei Stifte mit 80 v. H. Ferrotitan von 0,57″ Durchmesser,
2. Zwei Stifte mit 30 v. H. TiO_2 und 70 v. H. Fe_3O_4 von 0,52″ Durchmesser,
3. Kohlenstifte von $^1/_2$″ Durchmesser.

Die Meßergebnisse sind in Tab. 1 wiedergegeben.

Tabelle 1.

	Ferrotitan	Rutil	Kohle
Widerstand f. d. Zoll (Ohm)	0,00164	0,00284	0,0846
Gewicht f. d. Zoll (Gramm)	9,64	14,33	4,83
Stiftdurchmesser	0,57″	0,52″	0,50″
Ampere	3,51	3,5	3,5
Volt	48,3	55.8	49,1
Watt	169,4	195,4	171,4
Bogenlänge	0,375″	0,35″	0,125″
Lebensdauer f. d. Zoll u. Std.	3,85	11,1	2,8
Mittlere sphärische c. p.	510,6	283,0	84,0
Watt f. d. c. p.	0,579	0,701	2,5
Ampere	6,6	6,6	6,6
Volt	49,5	48,7	50,1
Watt	326,7	321,4	330,3
Bogenlampe	0,40″	0,375″	0,18″
Lebensdauer f. d. Zoll u. Std.	1,1	1,96	1,7
Mittlere sphärische c. p.	968,0	737,0	243,0
Watt f. d. c. p.	0,341	0,436	1,35
Ampere	9,6	bei 9,6 Amp. geschmolzen	9,6
Volt	39,0		50,0
Watt	374,4		480,0
Bogenlänge	0,375″		0,19″
Mittlere sphärische c. p.	1155,0		485.0
Watt f. d. c. p.	0,330		0,986

Bei den Versuchen war die obere positive Elektrode aus Kohle. Für Kupfer statt Kohle ergaben sich etwas geringere Werte.

Ferner wurden Messungen bei derselben Spannung mit allen drei Stiften angestellt. Wurden beide Elektroden aus Titanelektroden gebildet, so ergab sich bei etwa 70 Volt fast eine Verdopplung der Lichtstärke. Abtropfen des Materials wurde trotz der Verflüssigung beider Elektroden an ihren Endflächen nicht bemerkt.

Ladoff fand ferner noch, dass ein Sinken des spezifischen Wattverbrauches mit zunehmender Stromstärke bis zu etwa 6 Amp. stattfindet, und daß von da an der Verbrauch annähernd unverändert bleibt. Die Untersuchung wurde in den Grenzen von 3—7 Amp. angestellt.

Ferrotitanelektroden verhalten sich, wie die Messungen zeigen, in bezug auf Lichtausbeute günstiger wie Magnetitelektroden. Der Unterschied ist aber nicht sehr bedeutend und wiegt den größeren Abbrand der Elektroden nicht auf, so daß also Magnetitelektroden mehr zu empfehlen sind.

Die Firma *Gebr. Siemens* & *Co.* in Charlottenburg hat sich durch D. R. P. 165 617 der Kl 21 f ein Verfahren schützen lassen, derartige Magnetitelektroden aus den Sauerstoffverbindungen des Eisens durch Schmelzen derselben mittels des elektrischen Lichtbogens und Eingießen in Eisenröhren herzustellen. Im folgenden sollen die Untersuchungen von Elektroden, die nach diesem Verfahren hergestellt sind, mitgeteilt werden. Es wurden folgende Zusammensetzungen gewählt:

1. Magnetit ohne Zusatz.
2. „ mit 15 v. H. Rutil.
3. „ „ 30 „ „
4. „ „ 50 „ „
5. „ „ 70 „ „
6. Rutil ohne Zusatz.

Die chemische Analyse des verwendeten Magnetit ergab in drei Analysen folgenden Gehalt an Fe_3O_4:

91,07 v. H.
91,19 „
91,22 „

Der Rest setzte sich zusammen aus Al_2O_3, CaO, MgO und SiO_2.

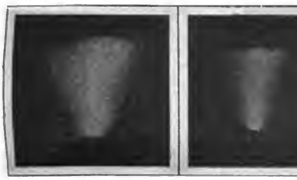
Als Röhren wurden nahtlose Präzisionsrohre der *Mannesmannröhrenwerke* von 200 mm Länge, 14 mm l. W. und $^1/_2$ mm Wandstärke benutzt. Röhren über $^1/_2$ mm Wandstärke ergaben beim Wegbrennen ein unangenehmes Flackern, während bei $^1/_4$ mm Wandstärke sehr leicht ein Wegschmelzen stattfand.

Der Widerstand einer leeren Eisenhülse von 200 mm Länge und $^1/_2$ mm Wandstärke ergab sich im Mittel zu $0{,}00131\ \Omega$, ihr Gewicht zu etwa 38,31 g. Bei einer Stromstärke von 10 Ampere beträgt hiermit der Spannungsabfall in der ganzen leeren Hülse 0,0131 Volt. Durch die Temperatursteigerung beim Brennen findet nun eine Aenderung des Widerstandes statt. Der Spannungsabfall in den fertigen Elektroden wurde während des Brennens durch ein an die Elektrodenenden angelegtes Voltmeter bei den Stromstärken 6—10 Ampere gemessen, und hierbei wurden für 15 cm Elektrodenlänge folgende Werte für den Spannungsabfall gefunden (Tab. 2).

Tabelle 2.

Ampere	Magnetit ohne Zusatz	Magnetit mit 50 v. H. Rutil
6	0,0116	0,0133
7	0,0133	0,0150
8	0,0150	0,0175
9	0,0166	0,0183
10	0,0183	0,0200

Diese Werte zeigen, daß der Spannungsabfall in der gefüllten Eisenhülse beim Brennen um einen kleinen Be-



9,75 Amp., 62,5 Volt. Fig. 1. 9,75 Amp., 68 Volt. Fig. 2.

trag größer ist, als in der leeren Hülse, daß er aber immer noch sehr klein und zu vernachlässigen ist.

Ueber die mittleren Gewichte der einzelnen Elektroden von 200 mm Länge gibt Tab. 3 Aufschluß.

Tabelle 3.

Material	Gewicht g
Fe_3O_4	145,29
Fe_3O_4 mit 15 v. H. TiO_2	144,75
Fe_3O_4 mit 30 v. H. TiO_2	152,64
Fe_3O_4 mit 50 v. H. TiO_2	153,5
Fe_3O_4 mit 70 v. H. TiO_2	130,09

Von dem Lichtbogen wurden bei verschiedenem Zusatz von Rutil photographische Aufnahmen gemacht, welche Fig. 1, 1a, 2 und 2a wiedergeben. Fig. 1 und 2 sind Momentaufnahmen bei 20 mm Bogenlänge und oben angeordneter positiver Kupferelektrode auf ortochromatischen Isolarplatten, und zwar stellt Fig. 1 den reinen Magnetitbogen, Fig. 2 den Lichtbogen einer Elektrode mit 30 v. H. Titanoxyd dar. Aus den Photographien geht deutlich

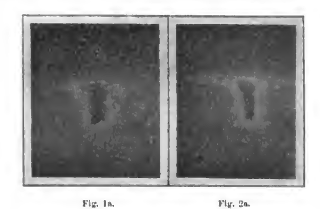


Fig. 1a. Fig. 2a.

hervor, daß der Magnetitbogen ohne Titan der voluminösere ist. Fig. 1a und 2a zeigen dieselben Lichtbögen in kleinerem Maßstabe, und zwar sind diese Aufnahmen Zeitaufnahmen (Expositionsdauer 6 Sekunden) unter Vorschaltung einer Gelbscheibe. Im Gegensatz zu Fig. 1 und 2 ist bei diesen Photographien der Kern dunkel, die Hülle hell. Die Gelbscheibe hat nur die gelben Strahlen hindurchgelassen. An der Stelle *a* (Fig. 3) — dieselbe gibt die Bogenflamme im Schnitt wieder und unter dem Schnitt ist die Intensität der Strahlen senkrecht zur Achse wiedergegeben — ist natürlich auch eine gelbe Strahlung vorhanden. An den äußeren Teilen des Bogens, bei *b*, ist aber die Lichtstrahlung für die Flächeneinheit der Projektion ein Vielfaches der Lichtstrahlung bei *a* und daher ist der Eindruck auf der photographischen Platte bei *b* auch größer.

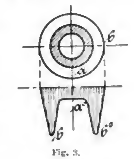


Fig. 3.

Die Magnetitflamme hat, wie die Photographien zeigen, bei der Stromrichtung Magnetit minus und oben angeordneter positiver Kupferelektrode eine Kegelform. Die Kupferelektrode liefert so gut wie gar keinen Dampf in den Lichtbogen, nutzt sich daher nur wenig und hauptsächlich nur durch äußere Oxydation ab, die um so größer ist, je kleiner die Elektrode ist, je mehr sie also erwärmt wird, ferner je öfter und je länger die Elektrode benutzt worden ist.

Aendert man bei derselben Elektrodenstellung die Stromrichtung, so erhält man nebenstehendes Bild (Fig. 4).



Fig. 4.

Durch den Zusatz von Titanoxyd wird das Licht an gelben und grünen Strahlen bereichert, während gleichzeitig die chemischen Strahlen abnehmen. Das Volumen des Lichtbogens wird kleiner, der Lichtkegel spitzer. Mit höheren Zusätzen als 50 v. H. nimmt die Stabilität wesentlich ab. Ein reiner Titanoxydlichtbogen war nur schwierig ganz kurze Zeit zu unterhalten. Geringere Zusätze wirken dagegen wieder beruhigend, indem der Siedepunkt des Elektrodenmaterials dadurch erhöht wird. Magnetit ohne Zusatz fängt sehr leicht an zu kochen, und die aufsteigenden Dampfblasen bewirken ein unangenehmes Zucken des

Lichtbogens. Der natürliche Weg, dieses durch das Kochen des Materials hervorgerufene Zucken zu beseitigen ist der, höher findende Substanzen zuzusetzen, oder aber das

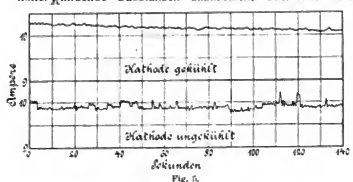


Fig. 5.

Kochen durch Ableitung der Wärme zu verhindern, z. B. durch Dochtung der Elektroden mit Kupfer. Auf diesem Wege wurden bei Magnetitelektroden ohne Titanzusatz günstige Ergebnisse erzielt. Es wurden ferner die beiden Diagramme (Fig. 5) aufgenommen, die den Verlauf der Schwankungen der Stromstärke bei einer gekühlten und einer ungekühlten Elektrode ohne Titanzusatz wiedergeben. Aus den Diagrammen geht deutlich der beruhigende Einfluß der Kühlung hervor. Reine ungekühlte Magnetitelektroden flackern nicht bloß, von Zeit zu Zeit findet bei größeren Stromstärken auch ein größerer Wärmeaustausch durch eine erhöhte Dampfentwicklung von der Kathode in den Bogen statt. Hierbei sinkt die Lichtstärke beträchtlich, während das Flackern aufhört. Eine Beobachtung mit einer photographischen Kamera ergibt, daß der Kernquerschnitt in einem solchen Augenblick größer ist als gewöhnlich. Gleichzeitig steigt die Stromstärke, während die Spannung sinkt. Beispielsweise wurde beobachtet:

	Ampere	Volt
Brennen normal	9,45	65,5
„ anormal	10	61,5

(Schluß folgt.)

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Gasprüfer. (*Uehling.*) Der neue Apparat stellt in bekannter Weise den Gehalt der Essengase an CO_2 fest und zeigt im Kesselraum für den Heizer unmittelbar den jeweiligen Betrag an. Außerdem steuert er eine im Ueberwachungsraum des Kraftwerkes angebrachte Schreibvorrichtung, die die Angaben in Form einer Kurve aufschreibt. Mit dem Gasprüfer kann ein Pyrometer verbunden werden, das die Temperatur in der Nähe der Feuerbrücke mißt. Seine Angaben werden zusammen mit denen des Gasprüfers auf demselben Blatt durch eine Schreibvorrichtung verzeichnet. 4 Fig. (Street Railway Journal 1906 S. 583 bis 584.) *Pr.*

Indikatorfedern. (*Streeter.*) Da es wünschenswert ist, die Indikatorfedern oft nachzuaichen, wird als einfaches Mittel hierzu vorgeschlagen, ein Rohr von etwa 150 mm Durchm. und 750 mm Länge an beiden Enden durch Deckel zu schließen und mit einem Anschluß für ein Manometer, eine Dampfzuführung und zweckmäßig für sämtliche zu denselben Versuchen benötigte Indikatoren zu versehen. Durch stufenweises Einlassen von Dampf werden dann für geringere Drücke im Abstand von 2, für größere von 5 oder von 10 kg die Prüfdrucke hergestellt und durch Drehen der Indikatortrommel als Striche aufgeschrieben. Die Stufen werden alsdann in der gleichen Weise mit sinkendem Druck hergestellt, um die durch Reibung und Totgang verursachten Ungenauigkeiten erkennen zu lassen. (Power 1906, S. 601. 1 Fig.) *Pr.*

Saitengalvanometer. (*W. Einthoven.*) Die in der Technik häufig wiederkehrende Aufgabe, die Form zeitlich sehr rasch verlaufender Strom- oder Spannungskurven, wie sie bei Dynamomaschinen, Unterbrechern, Telephon und dergl. auftreten, messend festzulegen, wird z. Z. gemeinhin mit Hilfe der *Braun*schen Kathodenröhre oder mit Hilfe von Oscillographen verfolgt. Erstere Methode setzt relativ starke Ströme voraus, während beispielsweise der *Blondel*sche Oscillograph (Journ. der Phys. (4) S. 273 (1902)) schon auf Ströme von 0,0001 Amp. anspricht. In dem *Einthoven*schen Saitengalvanometer scheint ein technisch brauchbares hochempfindliches Instrument von vielseitiger Verwendungsfähigkeit vorzuliegen. In einem starken Magnetfeld konstanter Stärke ist ein versilberter, dünner Quarzfaden gespannt, der von dem zu messenden Strom durchflossen wird. Die elektrodynamische Wirkung des Stromes einerseits und die des Kraftlinienfeldes andererseits bewirkt eine Ausbiegung des Quarzfadens, die durch ein mit Skala versehenes Mikroskop gemessen oder aber photographisch registriert wird. Die angezogene Abhandlung gibt eine eingehende rechnerische Diskussion der Kurven und der Apparatkonstanten. Eine Empfindlichkeit von $1,87 \cdot 10^{-9}$ Amp. bis $9 \cdot 10^{-9}$ Amp. f. d. mm Kurvenordinate ist noch gut erhältlich. Die schwingende Masse der Saite ist sehr klein, der Größenordnung nach rd. $5 \cdot 10^{-6}$ Gramm. Empfindlichkeit und Dämpfung können durch die Fadenspannung in außerordentlich großen Grenzen (etwa im Verhältnis 1,9 : 100000) geändert werden. (Annalen d. Physik 1906 (13 und 14) S. 514 ff, S. 665 ff. Siehe auch *Pflügers* Archiv 82, S. 101, 1900.) *E. R.*

Eisenbahnwesen.

Ausstellungsbahn Mailand. (*Müller.*) Die etwa 1 km lange Hochbahn zwischen den beiden Teilen der mailändischen Ausstellung ist die erste Einphasen-Wechselstrombahn in Italien und die erste der Welt, die den *Finzi*-Motor verwendet. Dieser ist ein Reihenschlussmotor mit längsgeteilten, lamellierten Polen und Neusilberwiderständen zwischen der Ankerwicklung und dem Kommutator. Die beiden Endwagen eines aus vier Wagen bestehenden Zuges sind mit je zwei 30 PS-Motoren (für 150 bis 300 Volt Klemmenspannung bei 15 Perioden sekundlich) die beiden mittleren Wagen mit je einem Motor ausgerüstet. Je drei Motoren werden in Hintereinanderschaltung gespeist. Die Steuerung der beiden Gruppen erfolgt vom jeweilig führenden Wagen mittels eines Transformators, der die Oberleitungsspannung von 2000 Volt entsprechend ermäßigt und an mehreren Klemmen seiner Sekundärwicklung verschiedene Spannungen abzunehmen gestattet.

Die Wagen sind zweiachsig, je 10 m lang, 2,07 m breit und haben 4 m langen, festen Radstand. Das Zuggewicht beträgt 56 t, die höchst erreichbare Fahrgeschwindigkeit 40 km/Std. Eine durchgehende Luftbremse, *Siemens*sche Bügelstromabnehmer und Akkumulatorenbatterien zur Beleuchtung vervollständigen die Ausrüstung.

Die Oberleitung ähnelt der für Strassenbahnen, nur sind die Isolatoren aus Porzellan. Den Strom zum Betriebe der Bahn liefert ein besonderer Generator, der von einem aus dem städtischen Netz gespeisten 600 PS-Drehstrommotor mit 410 Uml./Min angetrieben wird. Als Reserve ist ein zweiter Generator vorhanden, der mit einem 500 PS-Gasmotor gekuppelt ist. 17 Fig. (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1906, S. 1736—1739.) *Pr.*

Elektrische Bahnen der Stadt Columbus. Die für den Stadtbetrieb dienenden Wagen verschiedener Bauart und Abmessungen haben zwei Motoren. Um den Verkehr in den Haupt-

straßen zu beschleunigen und größeren Verkehr mit einer geringeren Zahl von Führern zu bewältigen, sind die Hälfte der Wagen mit einer Zugsteuerung für vier Motoren versehen. Ein zweiter Motorwagen wird mit einem solchen gekuppelt und dessen Motoren von den Steuerapparaten des ersten Wagens über Kupplungen gespeist. Die Ausrüstung des zweiten Wagens mit den Zugsteuerungsapparaten wird hierbei gespart. Die von der Stadt ausgehenden Ueberlandbahnen haben Wagen mit vier Motoren von 75—100 PS. Auch für den Betrieb der einzelnen Wagen ist man dazu übergegangen, Zugsteuerungsapparate (durch Hilfsströme gesteuerte Einzelschalter für die Motorstromkontakte) zu verwenden, da die Fahrschalter für so grosse Energiemengen einer stetigen Ueberwachung bedürfen.

Die verschiedenen Kraftwerke, derenn einzelne Ausrüstung angegeben ist, bieten nichts neues. Für das Kilometer Schienenlänge sind 1,5 Kwt., für den Wagen 97 Kwt. in den Kraftwerken vorhanden. Der mittiere Energieverbrauch auf zehn Strecken beträgt 1,85 Kwt. für den Wagenkilometer. Denselben Betrag erzielt eine andere Strecke vermöge ihrer zahlreichen Speiseleitungen und ihrer guten Schienenverbindungen, trotzdem sie 40 t Wagen verwendet, die mit vier 100 PS-Motoren ausgerüstet sind. Mit 35 PS-Motoren und sehr leichten Wagen bringt eine andere Strecke es sogar auf nur 1,24 Kwt. für den Wagenkilometer.

Bemerkenswert ist, daß eine Gesellschaft für ihre Hochspannungsfernleitung siebenadrige Aluminiumseile verwendet, die den Vorteil bieten sollen, daß sich an ihnen kein Reif ansetzt. 13 Fig. (Electrical World 1906, S. 707—712.) *Pr.*

Schienenbettung bei elektrischen Bahnen. (*Clark.*) In Cleveland (Ohio) besteht der Boden aus Sand, der teilweise etwas Lehm enthält; einige Straßen haben jedoch Tonboden. Vor der Verlegung der Schienen auf Sandboden werden durch kleine Erdwälle Gräben gebildet, die mit Wasser gefüllt werden, um ein Verdichten des Bodens zu erzielen. Hierbei tritt eine Senkung von 75—100 mm auf. Bei Ton- und Lehmboden wird der Boden etwas tiefer als nötig ausgehoben, und der entsprechende Teil wieder mit Sand gefüllt und letzterer durch Wasser eingeschlämmt. Hierauf wird entschieden, ob eine Entwässerung nötig ist; und zwar wird sie bei Tonboden in Gleismitte verlegt. Bei Sandboden wird sie nur vorgesehen, wenn er naß ist. Nach Erörterung einer größeren Anzahl bisher angewandter Verfahren der Schienenbettung und deren Kosten kommt der Verfasser zu dem Urteil, daß (für amerikanische Verhältnisse) die Verlegung auf Eisenschwellen und in Beton billiger sei, als die auf Eichenschwellen und Beton oder Schotter. Er legt für die Eichenschwellen hierbei einen Preis von 3,20 M. f. d. Stück und eine Lebensdauer von 12 Jahren, für die Eisenschwellen eine solche von 20 Jahren zu Grunde. Für den Beton empfiehlt er, besten Portland-Zement mit einem Mischungsverhältnis von 1 zu 3 zu 6 zu nehmen und behauptet, daß nach seiner Erfahrung die hohen Anlagekosten sich durch wesentlich verringerte Unterhaltungskosten wett machen. 14 Fig. (Street Railway Journal 1906, S. 400 bis 403.) *Pr.*

Eisenhüttenwerke.

Verbesserungen in Stahlwerken in Amerika. Die große Entwicklung in der Stahlindustrie Amerikas und die langandauernde große Nachfrage nach deren Erzeugnissen hat zu großen Erweiterungen in vielen Stahlwerken und auch zum Bau einiger neuer Werke geführt. Das bedeutendste neue Stahlwerk wurde von der *Indiana Steel Co.* gebaut. Wenn vollendet, soll dieses Werk 15000 Arbeiter beschäftigen und die Stahlwerke mit Nebenbetrieben, Arbeiterwohnungen usw. werden ungefähr 15000000 Pfund Sterling kosten. Schätzungsweise soll dasselbe 5 Millionen Tonnen Erze im Jahre verhütten und 2½ Millionen Tonnen Stahl erzeugen.

Es sollen 16 Hochöfen gebaut werden, jeder von 450 t Tagesleistung, und 84 basische *S.-M.*-Oefen von je 60 t Chargengewicht. Die Walzwerke umfassen Brammen, Block- und Knüppelwalzwerk, ein Schienenwalzwerk von 900000 t jährl. Leistung und zwei Blechwalzwerke, eines 48", das andere 160", mit einer gemeinsamen Leistung von 300000 t im Jahr; ferner ein Façoneisen- und Handelseisenwalzwerk von von 8" bis 20".

Eine große Kokerei mit Nebenproduktengewinnung soll angelegt werden. Das Hochofengas soll zum Betrieb großer Gasmaschinen verwandt werden, welche Elektromotoren treiben, die den Strom zum Betrieb aller Maschinen liefern sollen. Ein Hafen und ein Erzlagerplatz soll ebenfalls angelegt werden. Jedes Gebäude für eine Gruppe von 14 *S.-M.*-Oefen zu je 60 t Chargengewicht wird 1190' × 206' groß sein, mit 80' breiter Chargier- und 60' breiter Gießbühne. Die Chargierbühne wird durch 75 t-Krane und die Gießhalle durch 125 t-Krane bedient.

Am Ende jeder Ofengruppe, zunächst bei den Hochöfen, sind die Mischergebäude, 86' × 120' jedes groß. Die Mischer haben 300 t Inhalt und werden hydraulisch betätigt. Die Gießpfannen werden durch 75 t-Laufkrane bedient, welche auch mit einer zweiten Hebevorrichtung für 15 t ausgestattet sind.

Am Hochofen sollen zuerst 8 Hochofen-Gasgebläsemaschinen von je 2000 P.S. gebaut werden. Dieselben sollen 75 Umdrehungen i. d. Minute machen und 33000 Kubikfuß Luft i. d. Minute ansaugen und auf einen Druck von 1,3 at bringen; der höchste Druck soll 2,1 at betragen. Ein 30" Universalwalzwerk und eine Schienenstraße für leichte Profile sind ebenfalls schon im Bau. Die Universalstraße soll Universaleisen von 6"—30" Breite bis zu einer Länge von 80' walzen und soll 7500 t im Monat machen.

Die Schienenstraße ist für leichte Profile und hat drei Gerüste für Walzen von 24" Durchm.

Die Universalstraße ist eine Reversierstraße; beide Straßen sind von einem Gleichstrommotor elektrisch angetrieben.

Die Wärmöfen sind gasgefeuerte Stoßöfen nach dem Regenerativsystem. Die *Jones & Laughlin Steel Co.* hat ebenfalls ein neues Façoneisenwalzwerk für Träger von 5"—12", ⊔ von 6"—14" ∠ von 4" × 4"—8" × 8" gebaut. Das Gebäude ist in Eisenkonstruktion 100' bei 500' und enthält die Wärmöfen, die Vor- und Fertigstraßen und Reservewalzen. Im Anschluß daran sind die Warmbetthallen, Scheren und Lagerhallen gebaut. Jedes Gebäude wird durch 12 t-Laufkrane bedient. Der Knüppellagerplatz kann 4000 t Knüppel lagern und zwei 20 t elektrische Laufkrane mit 33' Spannweite bedienen ihn. (Engineer 1906, S. 695—698.) *St.*

Elektrotechnik.

Energiebedarf elektrischer Fahrzeuge. (*Anderson.*) Auf Grund der charakteristischen Kurven eines 40 PS-Gleichstrombahnmotors stellt der Verfasser für einen 18 t-Wagen, der mit zwei derartigen Motoren ausgerüstet ist, ein Fahrdiagramm (Geschwindigkeit und Strombedarf als Funktion der Zeit) für eine Stromaufnahme von 72 Amp. f. d. Motor, eine Gesamtzugkraft von 635 kg und eine sekundliche Beschleunigung von 1,5 m in bekannter Weise auf. Die auf gleiche Weise erhaltenen Werte für verschiedene Streckenlängen

Streckenlänge in m	Mittlere Fahrgeschwindigkeit in km	Watt-Std. f. d. t km	Kilowatt f. d. t
240	16,4	131	1,35
610	24,1	88	1,33
1220	29,3	68	1,25

zeigen, dass der Stromverbrauch sinkt, während die mittlere Fahrgeschwindigkeit mit der Streckenlänge steigt. Hierbei ist gleichfalls die bereits angegebene Beschleunigung angenommen. Die Wattstunden f. d. tkm sinken und die Kilowatt f. d. t steigen, wenn die Anfahrzugkräfte größer werden. Wesentliche Zunahme der genannten Werte bewirkt Erhöhung der mittleren Geschwindigkeit für das Befahren derselben Strecke. Schliesslich wird auch noch der Einfluß zweier verschiedener Anfahrzugkräfte auf den Kraftverbrauch und die Fahrgeschwindigkeit untersucht. Der Verfasser folgert als allgemein gültig,

daß große Wagen in geeigneter Zeitfolge den billigsten Betrieb ergeben. 7 Figuren. (Street Railway Journal 1906, S. 715—717.) *Pr.*

Oscillatorische Entladung polarisierter Zellen (*F. Krüger.*) Schickt man durch eine elektrolytische Zelle eine Zeitlang einen elektrischen Fremdstrom, schaltet sodann diesen ab und legt an Stelle dessen einen stromfreien Schließungskreis an, so wird letzterer bekanntlich von einem dem primären entgegengesetzten Strom, dem Polarisationsstrom, durchflossen. Die elektrolytische Zelle verhält sich also gewissermaßen wie ein Kondensator der aufgeladen wird und eine bestimmte Kapazität besitzt, hier die sogenannte Polarisationskapazität, deren Sitz die Uebergangsschicht zwischen Elektrode und Elektrolyt ist.

Verfasser gibt neben einer eingehenderen Theorie ausgezeichnete Versuche über die oscillatorische Form des Polarisationsstromes, die z. B. dann auftritt, wenn der Schließungskreis eine kleine Selbstinduktion enthält, die mit wachsender Selbstinduktion jedoch aperiodisch wird. Die *Warburg*sche Theorie der Doppelschichtenkapazität wird durch die Versuche gestützt, die mathematischen Ableitungen des Verfassers bestätigt. Zur Aufnahme des vollständigen zeitlichen Verlaufes der Entladungskurven bewies sich der *Helmholtz*sche Pendelunterbrecher bis zu Frequenzen, die auf etwa 50 000 i. d. Sekunde hinaufgingen, als geeignet.

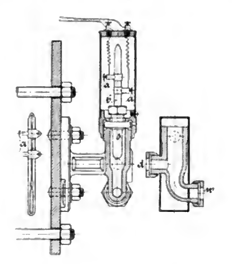
Das Thema scheint u. a. für die Frage der elektrolytischen Wechselstrom-Gleichstromumformung von technischem Belang zu sein. (Annalen d. Phys. 1906 (14) S. 701.) *E. R.*

Aus der Praxis.

Wasserstandsmelder.

Ein großer Teil der Explosionen von Dampfkesseln ist erfahrungsgemäß die Folge von Wassermangel. Um zu verhüten, daß letzterer durch Unachtsamkeit des Kesselwärters eintritt, sind verschiedene Einrichtungen in Vorschlag gebracht, die beim Erreichen des niedrigsten zulässigen Wasserstandes in Tätigkeit treten und den gefährlichen Zustand durch ein Signal zu erkennen geben. Die gebräuchlichste Einrichtung besteht in der Anwendung von Schmelzpfropfen.

Die Firma *Keller & Co.* in Chemnitz bringt einen elektrischen Alarmapparat in den Handel, dessen Kontakt durch das Ansteigen einer Quecksilbersäule geschlossen wird, sobald der Wasserstand im Kessel zu weit gesunken ist. Der Apparat besteht aus einem geschlossenen Metallgehäuse (s nebenstehende Figur), mit den beiden Stutzen *d* und *w*. Sie werden an den Dampf- bezw. Wasserraum des Kessels angeschlossen, indem die Durchstoßmuttern des Wasserstandsanzeigers durchbohrt und durch schwache Kupferröhrchen mit den beiden Stutzen verbunden werden. Nach oben ist das Gehäuse durch den Hohlkörper *s* mittels Ueberwurfmutter dampfdicht abgeschlossen. In *s* steckt das unter Luftleere teilweise mit Quecksilber gefüllte, rohrartige Gefäß *b*, in dessen Wand unter den Klemmen *a* zwei Platindrähte eingeschmolzen sind.



Solange die Wasserstandshöhe im Kessel normal bleibt, ist Hohlkörper *s* von Wasser umgeben. Sinkt aber der Wasserstand im Kessel, so tritt Dampf in das Gehäuse, die Quecksilbersäule steigt infolge der höheren Erwärmung, der Strom zwischen den beiden Platindrähten wird geschlossen und das an sie angeschlossenen Läutewerk tritt solange in Tätigkeit, bis durch Nachspeisen der normale Wasserstand wieder erreicht ist.

Die Einstellung des Läutewerks kann beliebig geschehen, so daß beispielsweise der Warnruf schon vor Eintritt des Wassermangels ertönt.

Bücherschau.

The Mechanical Handling of Material von *G. F. Zimmer.* London, Crosby Lockwood & Son.

Mit dem vorliegenden Werke macht ein englischer Ingenieur den Versuch, eine ausführliche und systematisch geordnete Zusammenstellung der maschinellen Lade- und Lagervorrichtungen zu geben Die vier Hauptabschnitte des Buches sind: Stetige Förderung, unstetige Förderung, Lade- und Entladevorrichtungen, Verschiedenes. Der erste Teil, der auch pneumatische Förderung einschließt, umfaßt 13 Kapitel; der zweite behandelt in 2 Kapiteln ebenerdige und übererdige Seile und Kettenbahnen; der dritte in 8 Kapiteln die Entleerung und Beladung von Schiffen und Eisenbahnwagen, mit Berücksichtigung besonders konstruierter Schiffs- und Wagentypen. Im vierten Teil werden automatische Wägevorrichtungen, Bekohlungseinrichtungen für Bahnhöfe, Gaswerke, Kesselhäuser usw., ferner Getreide- und Kohlenspeicher und endlich Hochbahnkrane nacheinander besprochen.

Die Einteilung kann, da ungleichwertige Begriffe einander gegenübergestellt werden, nicht als korrekt bezeichnet werden, besonders der Abschnitt „Verschiedenes" verstößt in dieser Beziehung. Auch der Inhalt im einzelnen zeigt nicht ein wissenschaftliches Durcharbeiten des Stoffes, stellt aber doch eine einigermaßen übersichtliche und vor allem recht ausführliche Beschreibung des Transportwesens dar. Anzuerkennen ist, daß der Verfasser sich bemüht hat, nichts, was irgend Anspruch auf Wichtigkeit machen kann, zu vernachlässigen. Vieles in Deutschland nicht Bekannte bieten vor allem die Abschnitte über Kohlenübernahme auf See, über Schiffe und Eisenbahnwagen mit Selbstentladeeinrichtung, sowie über Wagenkipper. Auch das Kapitel über selbsttätige Wägung bringt zahlreiche interessante Konstruktionen. In manchen Fällen ist die Ausführlichkeit indessen zu groß, besonders wenn es sich um die Anwendung einer bestimmten Maschine auf verschiedene Fälle handelt. Hier wäre es oft erwünscht, wenn statt der wiederholten Zusammenstellungszeichnungen eine einzige, schematische Skizze da wäre, die das Wesentliche in klarer Form gäbe, zumal die Wiedergabe mancher Figuren, namentlich bei starker Verkleinerung, zu wünschen übrig läßt. Eigene Erfahrungen sind vorzugsweise im ersten Kapitel eingeflochten. Ueber die Berechnung des Kraftverbrauches projektierter Anlagen wird leider sehr wenig gesagt, es finden sich nur hier und da Angaben über Einzelversuche, die keine allgemeine Bedeutung haben.

Englische Ausführungen nehmen in dem Werke naturgemäß den breitesten Raum ein, daneben finden sich viele deutsche und in etwas geringerem Maße amerikanische Konstruktionen. Die deutsche Literatur ist in ziemlich reichlichem Umfange benutzt. Nicht berechtigt erscheint es, wenn, wie vielfach der Fall ist, Figuren aus deutschen Zeitschriften wiedergegeben werden, ohne daß der Name der ausführenden Firma erwähnt wird.

Trotz der gerügten Mängel wird das Buch auch für deutsche Konstrukteure von Wert sein, zumal ein ähnlich ausführliches Werk über Transportmaschinenbau bisher in keiner Sprache besteht. *Georg v. Hanffstengel.*

// DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 2. **Berlin, 12. Januar 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Einige bemerkenswerte Neuerungen auf der Ausstellung zu Mailand 1906.

Von **Georg von Hanffstengel,** Stuttgart.

(Schluß von S. 6 d. Bd.)

Werkzeugmaschinen waren in großer Zahl ausgestellt, doch handelte es sich, wie schon erwähnt, fast durchweg um bekannte Konstruktionen. Die größten und eigenartigsten Maschinen rührten von *Macchi & Passoni*, Mailand her. Eine Drehbank mit liegender Planscheibe wurde von dieser Firma in der Arbeitshalle im Betrieb gezeigt. Die Bank gestattet bei vorgeschobenen Ständern, einen Durchmesser von 2840 mm abzudrehen, bei ganz zurückgezogenen Ständern einen solchen von 3700 mm. Die größte Höhe der Arbeitsstücke beträgt 1200 mm, die der drei Werkzeuge über der Plattform 900 mm. Die Maschine ist auch mit allen Einrichtungen zum Fräsen großer Zahnräder versehen. Der Antrieb geschieht durch zwei Elektromotoren. Die Fabrik führt gegenwärtig eine Bank derselben Bauart aus, die Stücke von 6300 mm Durchmesser abdreht.

Fig. 11. Fräsmaschine für Radiatoren von Collet & Engelhard.

Von der Ausstellung der Firma *Collet & Engelhard*, Offenbach a. M., mag die in Fig. 11 abgebildete Maschine für Bearbeitung von Heizkörpergliedern (Radiatoren) Erwähnung finden. Die Maschine fräst die Dichtungsflächen ab, bohrt die Löcher und schneidet, wenn erforderlich, Gewinde gleichzeitig an beiden Enden vollkommen selbsttätig. Die Leistung wird zu 500 Radiatoren täglich angegeben.

Einige neue Maschinen führte die *Naxos-Union*, Frankfurt a. M., im Betriebe vor. Besondere Beachtung verdient die Spiralbohrerschleifmaschine, Fig. 12, deren Eigentümlichkeit darin besteht, daß der Bohrer fest gelagert ist und sich nur gleichmäßig um seine Achse dreht, während dem Schleifradsupport die zur Hervorbringung des Hinterschliffes erforderliche eigentümliche Drehbewegung durch eine Kurvenscheibe erteilt wird[2]). Diese Zerlegung der Bewegungen, die sonst beide dem Bohrer übertragen werden, ist für die Güte der Arbeit jedenfalls von Vorteil. Der Maschine wird nachgerühmt, daß sie genau zentrisch schleift und einen richtigen runden Hinterschliff hervorbringt. Die Spitze wird durch ein in der Figur sichtbares zweites Rädchen nach einem einstellbaren Anschlag ohne Umspannen des Bohrers ebenfalls genau zentrisch geschliffen. Die abgebildete Maschine schleift Bohrer von 10—100 mm Durchm., eine kleinere Ausführung ist für $3^1/_2$—32 mm Durchm. bestimmt.

Der in Fig. 13 und 14 dargestellte Büchsenschleifapparat derselben Firma ist so konstruiert, daß die Spindel in radialer Richtung beim Stillstand *schnell* verschoben und während des Ganges *fein* eingestellt werden kann. Der Apparat besteht aus einem am Maschinengestell fest gelagerten Mantel *M*, in dem sich der Hohlzylinder *C* befindet, der mittels des Zahnkranzes *G* von außen her in langsame Drehung versetzt wird. An beiden Enden von *C* ist die Schleifspindel gelagert, und zwar in den Schlitten *S*, die sich in Schlitzen des Deckels durch die Zahnstangenstücke *Z* und die auf der Spindel *L* befestigten Ritzel verschieben lassen. Um *L* in Drehung zu versetzen, dient bei Feineinstellung die in dem festen Mantel *M* gelagerte Spindel L_1, deren Mutter in den Ring *R* eingreift und diesen achsial verschiebt, wenn sie von außen mittels eines Schlüssels gedreht wird. In den Ring ist eine die Spindel *L* umfassende Büchse *B* mit konischem

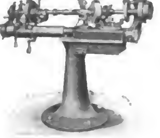


Fig. 12. Spiralbohrerschleifmaschine der Naxos-Union.

[2]) D. R. P. 166460.

Bund und ihr gegenüber ein konischer Ring *K* eingesetzt. Beide werden durch eine Feder in *R* hineingepresst und

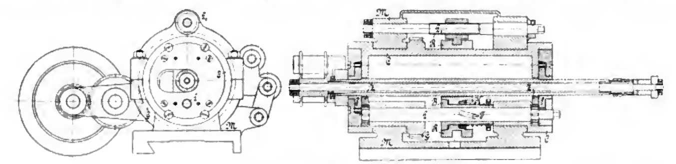


Fig. 13. Büchsenschleifapparat der Naxos-Union.

durch die Reibung verhindert, sich zu drehen. Wenn daher die Büchse sich mit dem Ringe *R* verschiebt, so bewirkt der in *B* befestigte Stift *T*, welcher in eine schräge Nut der Spindel *L* eingreift, eine Drehung der letzteren



Fig. 14. Büchsenschleifapparat der Naxos-Union.

und damit eine langsame Verschiebung der Schlitten *S*. Da L_1 in Ruhe bleibt, so kann dies während des Ganges der Maschine geschehen. Die Grobeinstellung geschieht bei stillstehender Maschine dadurch, daß die Spindel *L* direkt mit einem Schlüssel gedreht wird. Die Büchse *B* wird dabei durch den Stift *T* mitgenommen, die übrigen Teile der Feineinstellung aber bleiben in Ruhe, da der durch die konischen Flächen hergestellte Reibungsschluß überwunden wird.

Die Ausstellung von *Alfred H. Schütte* umfaßte eine große Sammlung amerikanischer Maschinen, unter denen die für Schnellarbeitsstahl gebauten Cincinnati-Fräsmaschinen besonderes Interesse erregten. Erwähnt sei auch eine

Fig. 15. Konservendosen-Verschliessmaschine von Kirchels.

Maschine für Riemenverbindung. Dieselbe versieht jedes Riemenende zunächst mit einer Reihe feiner Löcher und führt in diese zwei Drahtspiralen ein, die dann ineinander gesteckt, durch einen Stift miteinander verbunden und flachgedrückt werden.

Beachtenswert war ferner die Ausstellung von *Erdmann Kircheis*, Aue in Sachsen. Diese Firma beschäftigt sich mit der Fabrikation von Blechbearbeitungsmaschinen

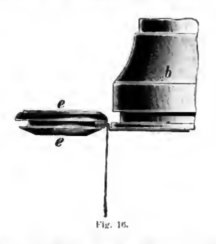


Fig. 16.



Fig. 17.

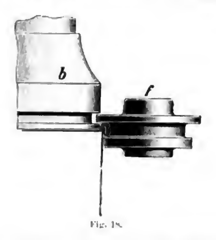


Fig. 18.

aller Art, führte aber in Mailand speziell ihre Maschinen zur Herstellung von Konservendosen vor, weil die einschlägige Industrie in Italien besonders verbreitet ist.

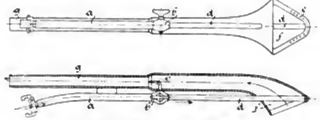

Fig. 19. Staubsauger von Borsig.

Fig. 15—18 geben eine der ausgestellten Maschinen wieder, die zum Verschließen der Dosen dient.

Auf anderen Spezialmaschinen werden zunächst die Zargen oder Rümpfe geschnitten, gebogen, mit Längsfalz versehen und umgebördelt, und mit Hilfe von Stanzwerkzeugen die Deckel hergestellt. Die zum Verschließen fertige Dose wird auf den unteren Teller b_1 gesetzt und durch Drehen des Handgriffes *a* fest zwischen b_1 und den oberen Teller oder Verschlußkopf *b*, der sich in rascher Rotation befindet, eingespannt, während die Rollenzange *d* und der Rollenhebel *g* zur Seite gedreht sind. Sodann tritt die Zange *d*, in der zwei Rollen *e* gelagert sind, in Tätigkeit, indem sie gegen den Dosenrand gedrückt wird. Die Rollen legen die Ränder von Dose und Deckel, zwischen denen ein Gummifaden liegt, um und werden dann durch Zusammendrücken der Zange einander genähert, so daß ein Falz nach Fig. 16 entsteht. Die Zange wird jetzt nach unten geführt und die Rollen schräg gestellt bis zur Lage der Fig. 17, worauf sie zurückgezogen werden. Jetzt kommt Rolle *f* zur Wirkung, die durch den Handhebel *g* gegen den Dosenrand gedrückt wird und ihn fest gegen den Mantel anlegt.

Die Teller lassen sich für einen neuen Dosendurchmesser leicht auswechseln. Die Werkzeuge sind auf Schlitten *h*, *i*, *k* montiert und können durch diese sowie mit Hilfe von Stellschrauben dem Durchmesser, der Höhe und der Blechdicke der Dosen entsprechend eingestellt werden.

Auf der dargestellten Maschine können Dosen von 50—240 mm Durchm. und 35—500 mm Höhe bearbeitet werden. Die Leistung soll bis zu 10000 Stück täglich betragen. Die Antriebsriemenscheibe macht 400—500 Umdrehungen i. d. Min.

Besondere Erwähnung verdienen ferner die Ausstellungen von *De Fries & Co.*, Düsseldorf, *Kirchner & Co.*, Leipzig-Sellerhausen (Holzbearbeitungsmaschinen), *Stüssi & Zweifel*, Mailand (amerikanische Maschinen), *E. Casaleggio & Co.*, Vertreter von *Teichert & Sohn*, Liegnitz (Holzbearbeitungsmaschinen).

Zum Schluß sei einer von *A. Borsig*, Berlin-Tegel, vorgeführten Entstäubungseinrichtung[4]) gedacht, die auf einem völlig neuen Prinzip beruht und anscheinend gute Resultate gibt. Abweichend von den amerikanischen Systemen arbeitet diese Vorrichtung mit Preßluft. Der wichtigste Bestandteil, der Bläser, wird durch Fig. 19 erläutert.

Von dem Druckschlauche aus gelangt die auf 5 bis 7 at komprimierte Luft in das Rohr *a* und zu dem Dreiweghahn *b*. Dieser läßt einen Teil der Luft in das Rohr *d* übertreten, dessen Verlängerung das Mundstück umsäumt und mit feinen Oeffnungen *e* versehen ist, aus denen die Luft austritt, um den in dem Polster enthaltenen Staub zunächst gründlich aufzuwirbeln. Der Rest der Luft tritt durch die Düse *c* in das Rohr *g*, reißt die darin befindliche Luft mit und übt daher eine Saugwirkung aus, so daß der in *f* enthaltene Staub fortgeführt wird. Durch Einstellen des Hahnes läßt sich der Vorgang regeln, auch eine reine Blas- oder Saugwirkung herstellen.


Fig. 20. Teppichreinigung, System Borsig.

Der Abführungsschlauch mündet in ein mit porösem Stoff überzogenes Filter, in welchem der Staub zurückbleibt, während die Luft durch den Ueberzug ins Freie tritt. Das Filter wird durch Ausschütteln gereinigt. Es ist

[4]) D. R. P. 163 308.

leicht zu transportieren und wird in unmittelbarer Nähe des Arbeitsplatzes aufgestellt, während der Kompressor mit Windkessel in der Regel feststeht und durch Rohr oder Schlauchleitungen angeschlossen wird.

Die Abbildung Fig. 20 veranschaulicht den Arbeitsvorgang. Der Abführungsschlauch ist hier nicht mit dem Filter verbunden und der austretende staubhaltige Luftstrahl daher deutlich sichtbar.

Nach Mitteilungen von Eizenbahnbauinspektor *Guillery* in „Glasers Annalen" 1906 hat sich eine in Köln ausgeführte Probeanlage für die Reinigung von Eisenbahnwagenpolstern sehr gut bewährt. Als besonderer Vorzug gegenüber dem reinen Saugesystem wird hervorgehoben, daß die Leitung vom Kompressor zur Arbeitsstelle beliebig lang ausgeführt werden kann, während dort die Leitungslänge beschränkt ist, da bei zu enger Leitung die Druckdifferenz zur Ueberwindung der Reibungswiderstände nicht ausreicht, und bei zu großem Durchmesser des Rohres die Geschwindigkeit der Luft zu gering wird, so daß der Staub liegen bleibt. Ein weiterer Vorteil ist, daß die Ecken des Abteils ausgeblasen werden und der festsitzende Staub in Teppichen mittels Durchblasen von der Rückseite gelockert werden kann.

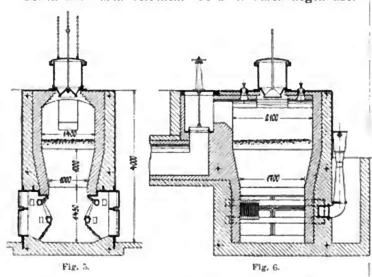
Die Kompressoranlage war in Köln auf einem Güterwagen montiert, indessen wird empfohlen, feststehende Anlagen zu verwenden und nach den für die Reinigung bestimmten Gleisen hin Rohrleitungen zu legen.

Die Entwicklung der Steinkohlengaserzeuger für den Hüttenbetrieb.

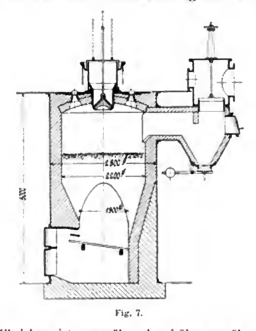
Von Ingenieur **Gille**.

(Fortsetzung von S. 8 d. Bd.)

Ein dem *Siemens*-Generator verwandter Gaserzeuger ist in Fig. 5 und 6 abgebildet. Derselbe hat ebenfalls einen viereckigen Schacht mit abgerundeten Ecken, weicht aber in der Rostkonstruktion erheblich von diesem ab. Der besseren Windverteilung wegen ist der aus schräg gestellten gußeisernen Stäben gebildete Rost auf beiden Seiten angeordnet und dementsprechend der Aschenfall auf beiden Seiten mit Türen versehen. Je zwei Türen liegen übereinander, durch die obere wird die Schlacke abgestoßen und zerkleinert, durch die untere entfernt. Die Roststäbe ruhen auf hohlen Balken, durch welche die Luft von einem Dampfstrahlgebläse gedrückt wird. Die Rostbalken werden auf diese Weise gekühlt und die Luft, welche an vier Stellen austritt, gleichzeitig vorgewärmt. Unter dem Stehrost ist entweder noch ein gewöhnlicher Planrost eingebaut oder die Brennstoffsäule ruht, wie in der Zeichnung angegeben, auf einem bis an den unteren Rostbalken reichenden Aschenhaufen, von welchem von Zeit zu Zeit ein Teil abgezogen wird, der durch die von oben nachrutschende Schlacke ergänzt wird. Der Gasabzug befindet sich seitlich und ist mit einem Absperrventil versehen. Die Schütthöhe in diesem Generntor ist etwas größer als in dem neuen *Siemens*-Generator, Leistung und Beschaffenheit des Gases ungefähr wie bei diesem.


Fig. 5. Fig. 6.

Eine Schwierigkeit bei den viereckigen Gaserzeugern bietet die gleichmäßige Verteilung der Kohle, welche entsprechend der runden Form des Fülltrichters in zu diesem konzentrischen Lagen niedergeht. Das Auffüllen der Ecken muß daher mit der Schürstange durch die Stochlöcher erfolgen, eine Arbeit, welche, wenn sie nicht sorgfältig ausgeführt wird, zur Bildung von Luftkanälen Veranlassung gibt. Ein weiterer Uebelstand besteht darin, daß trotz guter Verankerung das Mauerwerk leicht undicht wird, wodurch außer Gasverlusten eine Belästigung der Arbeiter entsteht, besonders derjenigen, welche in den kellerartigen Räumen unter der Bedienungsbühne beschäftigt sind. Diese Unannehmlichkeiten beseitigt der runde mit einem Panzer umgebene Gaserzeuger, dessen einfachster Vertreter in Fig. 7 abgebildet ist. Der zylindrische Schacht ist nach unten quadratisch zusammengezogen, der Rost als Planrost ausgebildet, an welchem sich des leichteren Rösterns wegen ein aus einer einzigen Platte bestehender Treppenrost anschließt. Die Bedienung des Rostes geschieht von einer Seite aus durch übereinanderliegende Türen. Bei dem Fülltrichter ist gegenüber den früher erwähnten Formen ein Unterschied zu erkennen insofern, als der in den Schacht hinreichende Teil zusammen mit dem Verschlußkegel ausgewechselt werden kann, ohne den ganzen Fülltrichter entfernen zu müssen. Der obere Fülltrichterverschluß ist der vollständigen Gasdichtigkeit wegen als Wasserverschluss ausgeführt. Zum Schutz gegen Hineinfallen von Kohle wird während des Einfüllens der Wasserbehälter mit zwei halbringförmigen Blechen abgedeckt. Die


Fig. 7.

Stochlöcher sind durch Vollkugeln geschlossen, welche beim Einführen der Schürstange zur Seite geschoben werden.

In der Gasleitung ist unter dem Absperrventil ein Staubsack eingeschaltet der nach Bedarf während des Betriebes entleert wird. Die Zwischenwand im Staubsack soll eine Richtungsänderung des Gasstromes hervorbringen, um ein leichteres Ablagern des Staubes zu veranlassen. Sie ist so niedrig gehalten, um die Gasleitung von der der Gasaustrittöffnung gegenüberliegenden Klappe aus reinigen zu können. Diese Klappe dient gleichzeitig als Explosionsklappe. Die Luft wird von einem Ventilator mit einem Druck bis zu 200 mm Wassersäule in den Generator eingeblasen, der Dampf wird durch ein besonderes Rohr in die Windleitung eingeführt, so daß Dampf- und Luftmenge unabhängig von einander geregelt werden können. Diese Anordnung bedeutet gegenüber den Dampfstrahlgebläsen einen Vorteil, da bei diesen das Verhältnis zwischen Dampf- und Luftmenge bis zu einem gewißen Grade begrenzt ist, wenn auch der Querschnitt der Saugöffnung veränderlich gemacht wird. Die Schütthöhe in diesem Gaserzeuger beträgt bis zu 2500 mm, die vergaste größte Kohlenmenge etwa 15000 kg in 24 Stunden. Die Ausnutzung des Brennstoffs ist besser als im *Siemens*-Generator.

Eine weitergehendere Durchbildung als sein Vorgänger zeigt der in Fig. 8 und 9 dargestellte von *Daelen* für das *Stahl- und Walzwerk Rendsburg* konstruierte Gaserzeuger (Z. d. V. d. I. vom 2. August 1902). Der Treppenrost ist weiter ausgebaut und zweiseitig angeordnet. Der

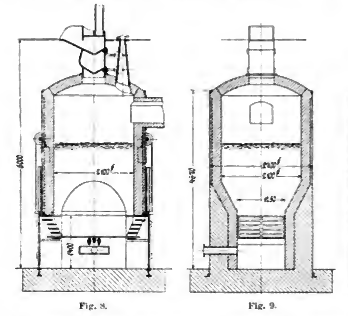


Fig. 8. Fig. 9.

Aschenfall wird durch ausbalanzierte Schiebetüren zugänglich gemacht, welche sich auf eingemauerte I-Eisen aufsetzen und durch je vier Keile an die Rahmen angepreßt werden. Die Rostbalken sind mit Wasserkühlung versehen. Eigenartig sind die Fülltrichter ausgebildet deren Verschluss zwei Klappen bilden, welche von der Bedienungsbühne aus durch Hebel bewegt werden. Die Einfüllöffnung liegt mit der Bühne bündig, so daß das Brennmaterial unmittelber eingeschoben werden kann. An den Fülltrichter schließt sich ein bis über das Dach reichendes Rohr an, um die durch Undichtigkeiten und beim Beschicken entweichenden Gase abzuführen.

Das Bestreben, die runde Form des Schachtes gänzlich durchzuführen und dadurch ein vollständig gleichmäßiges Niederbrennen der Kohlensäule zu erzielen, zeitigte die in Fig. 10 abgebildete von *Blezinger* in Duisburg stammende Konstruktion. An dem Mantel des Gaserzeugers sind mit dem oberen Rand abschneidend U-Eisen angenietet, an vier Stellen umgebogen und auf Säulen gelagert, so daß der Generator unabhängig von der Bühnenkonstruktion aufgehängt ist und sich frei nach unten dehnen kann. Mit dem unteren Ende des Mantels ist ein gußeiserner Winkelring fest verbunden, auf dessen inneren Schenkel die feuerfeste Auskleidung aufgemauert ist. Der Treppenrost hat sechsseitigen Grundriß und baut sich auf sechs Wangen auf, welche mit dem Tragring durch Bolzen verbunden sind und gegen Abklappen durch einen auf sechs kleinen im Fundament eingelassenen Säulen ruhenden Flacheisenring gesichert sind. Dieser Flacheisenring trägt gleichzeitig den Planrost. Den Rostkorb umschließt eine zweiteilige aufziehbare Glocke aus dünnem Blech, welche einerseits in ein an den Mantel angenietetes Ringgefäß, andererseits in eine gemauerte Rinne des Fundaments eintaucht.

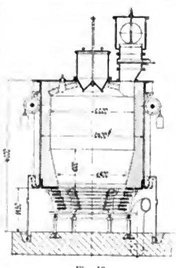


Fig. 10.

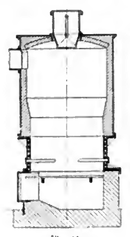
Beide Rinnen sind mit Wasser gefüllt. Das Gewicht der Glocke wird durch vier mit Ketten über Rollen geführte Gegengewichte ausgeglichen. Die beiden Wellen, auf welchen die Rollen aufgekeilt sind, sind an den Tragsäulen des Gaserzeugers gelagert und werden beim Hochziehen der Glocke durch ein Windwerk mit Kettenübertragung gleichzeitig gedreht. Um den Zustand des Brennmaterials im Rostkorb beobachten zu können, sind mehrere auf dem Umfang der Glocke verteilte und durch Klappen verschließbare Schaulöcher angebracht.

Die Luft wird von einem Dampfstrahlgebläse oder einem Ventilator eingeblasen und tritt aus einem zwischen Rostkorb und Glocke aufsteigenden Rohr tangential aus. Der Winddruck beträgt 50—100 mm Wassersäule. Der Gasaustritt kann durch einen Schieber und ein Ventil abgesperrt werden. Das letztere wird nur beim Stillsetzen des Gaserzeugers benutzt, während der Schieber ein schnelles Schließen beim Röstern gestatten soll. Dieser Generator wird auch mit drei kleinen Fülltrichtern und zentralem Gasabzugrohr ausgeführt. Das aus westfälischer Steinkohle mit 77 v. H. C erzeugte Gas hat folgende mittlere Zusammensetzung in Vol. v. H.: CO_2 — 5, CO — 25, CH_4 — 2,8, H — 15, N — 51,2, mit einem unteren Heizwert von 1374 WE. In dem kalten Gas sind etwa 68 v. H. des Heizwertes der Kohle enthalten. Ein Gaserzeuger vergast in 24 Stunden 6—8000 kg Kohle.

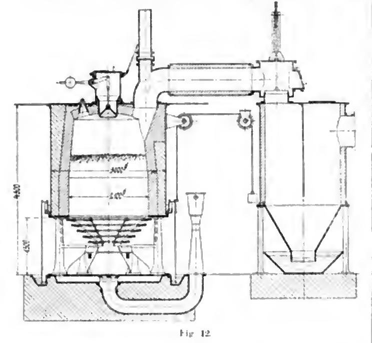
Das Anbacken der Schlacke an der feuerfesten Auskleidung in der Glutzone läßt sich trotz des eingeführten Wasserdampfes nicht ganz vermeiden, man müßte dann der Luft so viel Wasserdampf zufügen, daß ein Teil desselben unzersetzt in das Gas gelangen würde. Hierdurch würden aber die Erzeugungskosten vermehrt und die Qualität des Gases verschlechtert werden. *Knandt* suchte dem Festbacken der Schlacke dadurch abzuhelfen, daß er den heißesten Teil des Schachtes kühlte, indem er oberhalb des Rostes einen wassergekühlten Ring einbaute. Bei dieser Anordnung ist aber die Kühlung zu energisch, so daß die an den Kühlring anschließenden Brennstoffteilchen nicht vergast werden und als Koks in die Asche gehen.

Turk nahm den *Knandt*schen Gedanken später wieder auf und führte die Kühlung in der in Fig. 11 dargestellten Weise durch. In den Wandungen eines gußeisernen Zylinders ist eine Rohrschlange eingegossen, durch welche ununterbrochen ein Wasserstrom fließt. Diese Kühlung

genügt vollkommen, das Verbrennen des Gußringes und das Ansetzen der Schlacke zu verhindern. Die Schlitze in dem gußeisernen Ring des *Turk*schen Gaserzeugers dienen zum Durchstecken von Stäben beim Abschlacken, ein Verfahren, das auch bei anderen Generatoren häufig Anwendung findet. Nachdem der Hilfsrost, oder wie er genannt wird, der „falsche Rost" eingebaut ist, werden die den eigentlichen Rost bildenden Stäbe ausgezogen, so daß der unterhalb des Hilfsrostes befindliche Generatorinhalt in den Aschenfall fällt. Während des Betriebes sind die Schlitze durch Blechklappen geschlossen. Der *Turk*sche Generator hat sich gut eingeführt, allerdings mehr für Braunkohlen als für Steinkohlenvergasung.


Fig. 11.

Die Einschnürung des Schachtes oberhalb des Rostes, welche den Zweck verfolgt, das Emporstreichen von Luft an den Wandungen der Ausmauerung zu verhindern, begünstigt das Anbacken der Schlacke, da die Querschnittsverengung eine lebhaftere Verbrennung zur Folge hat. Ferner gibt sie besonders bei Gaserzeugern von geringem Durchmesser und bei Vergasung schlackenreicher Kohle leicht Veranlassung zu Gewölbebildungen. Man ging daher dazu über, den Schacht entweder glatt durchzuführen oder sogar nach dem Roste hin zu erweitern. Dieses hatte um so weniger Bedenken, als die Schütthöhe des Brennstoffes gegenüber derjenigen der ersten Gaserzeuger bedeutend gewachsen war und die runde Form des Schachtes an sich schon die Bildung von Luftkanälen erschwert. Ein


Fig. 12.

unter Berücksichtigung dieser Gesichtspunkte konstruierter Gaserzeuger ist der in Fig. 12 dargestellte *Poetter*-Generator. Er besitzt wie der *Blezinger*-Generator einen sechsseitigen Korbrost, welcher von einer aufziehbaren Glocke umschlossen wird. Das Schachtmauerwerk ruht mit einem gußeisernen Tragring auf sechs innerhalb der Glocke aufgestellten Säulen, der Blechmantel steht lose auf dem Tragring auf. Die die Rostplatten tragenden Wangen sind an Rippen der Tragsäulen angeschraubt, ebenfalls in Rippen der Säulen sind die Balken für den Planrost gelagert. Der Boden des Aschenfalls wird von einer gußeisernen Platte gebildet, welche als Grundplatte für die Tragsäulen dient. In der Mitte dieser Platte mündet die Windleitung, welche sich von hier aus in sechs zu den Säulen führenden Kanälen verzweigt. Die Luft strömt durch die hohlen Säulen und tritt auf zwei Seiten durch schmale Schlitze aus. Durch diese Anordnung wird eine gleichmäßige Verteilung und eine Vorwärmung der Luft erzielt. Die Glocke ist zweiteilig und taucht mit ihrem unteren Ende in eine im Fundament eingelassene gußeiserne Rinne. Sie ist an drei Punkten aufgehängt und wird durch ein an der Gebäudewand oder einer anderen passenden Stelle heruntergeführtes Gegengewicht ausbalanziert. Zum Hochziehen der Glocke wird die den drei Leitrollen gemeinsame Welle durch ein kleines Windwerk gedreht.

Der Verschlußkegel des Fülltrichters ist an einem Doppelhebel aufgehängt; die Wasserrinne am oberen Rand des Fülltrichters wird beim Einfüllen der Kohle durch einen Blechring bedeckt. An dem Krümmer, der den Generatorschacht mit der wagerechten Gasleitung verbindet, ist ein bis über das Dach reichendes Rohr angeschlossen, welches durch einen Schieber oder durch einen Deckel abgesperrt werden kann. Während des Betriebes ist der Schieber oder Deckel geschlossen, soll aber der Generator unter Feuer gehalten werden, um bei größerem Gasbedarf oder während des Rösterns eines anderen einzuspringen, so dient dieses Rohr als Schornstein und saugt bei geschlossenem Gasabsperrventil und angehobener Glocke soviel Luft durch die Kohlensäule als nötig ist, dieselbe in Glut zu erhalten. Ferner tritt das Rohr beim Reinigen des Rostes in Tätigkeit, indem es die sich in der Brennstoffsäule nach Abstellung des Windes weiter entwickelnden Gase, welche sonst unten austreten und die Arbeiter belästigen, absaugt. Um die Gasleitungen von Flugasche und Staubablagerungen frei zu halten, ordnet *Poetter* für je zwei Gaserzeuger eine Staubkammer an. Dieselbe besteht aus einem gemauerten, mit Blechmantel umgebenen Schacht, in welchem eine nicht ganz bis auf den Boden reichende Querwand angebracht ist. Der untere Abschluß wird durch eine mit Wasser gefüllte Tasse bewirkt, aus welcher die Ablagerungen ohne Betriebunterbrechung entfernt werden können. Bezüglich Leistung und Güteverhältnis dieses Gaserzeugers treffen die beim *Blezinger*-Generator gemachten Angaben zu.

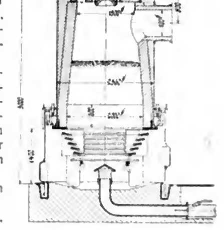

Fig. 13.

Fig. 13 zeigt einen dritten Gaserzeuger mit Glockenverschluß, bei welchem die Glocke drehbar und mit mehreren in verschiedener Höhe angebrachten Türen versehen ist. Diese Anordnung soll verhindern, daß die Bedienungsmannschaft während des Rösterns der strahlenden Wärme des Aschehaufens ausgesetzt ist, gleichzeitig aber ermöglichen an jeden Punkt des Rostes heranzukommen. Trotzdem ist aber die Möglichkeit vorhanden, die Glocke hochzuziehen. Der Treppenrost ist quadratisch, die Luft tritt zentral unter dem Planrost ein. Das Gewölbe über dem Schacht, welches wegen der vielen darin enthaltenen Durchbrechungen schwierig herzustellen ist, ist bei diesem Gaserzeuger durch eine mit feuerfester Masse ausgestampfte Abdeckplatte ersetzt, welche auf dem Schachtmauerwerk aufliegt.

(Fortsetzung folgt.)

Eisenbahnunterquerung der Leidener Strasse bei Utrecht.

Von **F. Kerdijk**, Ingenieur, Laren N. H. (Holland).

(Schluß von S. 11 d. Bd.)

Trogprofil des wagerechten Teils ausserhalb der Brücke.

In dem wagerechten Teil ausserhalb der Brücke hat der Trog den gleichen Kräften Widerstand zu leisten, es fehlen jedoch die Stützpunkte zur Aufnahme des seitlichen

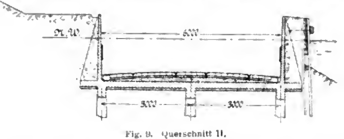


Fig. 9. Querschnitt II.

Wanddruckes, wogegen eine größere Breite für die Konstruktion zur Verfügung steht. Fig. 9 gibt das diesen

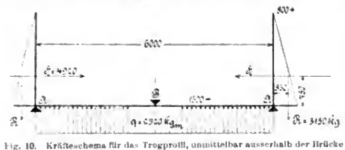


Fig. 10. Kräfteschema für das Trogprofil, unmittelbar ausserhalb der Brücke

Umständen angepaßte Profil mit seitwärts ausladendem Boden wieder. Der Kanal, welcher außerhalb der Brücke unmittelbar neben dem Trog herläuft, erhält eine hölzerne Futterung, während der Raum zwischen Kanalwand und Trog mit Sand ausgefüllt eine kräftige, federnde Sicherung für letzteren darbietet.

Die beiderseitige Verbreiterung des Trogbodens dient einerseits zur Anordnung von Rippen, welche im jeweiligen Abstand von 1 m die Seitenwand versteifen, während andererseits der ausragende Rand mit Boden beschwert eine vorteilhafte Vergrößerung des Eigengewichts des Troges zuließ.

Die Rippen hätten eine leichtere Konstruktion der Seitenwand erlaubt, jedoch hielt man die gleiche Dicke wie unter der Brücke bei, zwecks bequemerer Ausführung. Bei der Berechnung betrachtete man Boden, Seitenwände und Rippen als ein unveränderliches Ganzes. Fig. 10 gibt das Kräfteschema, wobei H = Resultierende aus Boden- und Wasserdruck und R = Resultierende von allen senkrechten Kräften links von A. Die unbekannte Reaktion A wurde wieder aus

$$\frac{\partial \text{ Arbeit}}{\partial A} = 0 \text{ ermittelt.}$$

Ergebnis unter der Voraussetzung der losen Auflagerung in A, B und A:

Reaktion $A = +1750$ kg

„ $B = -6100$ kg

Max. Moment links von $A = 255600$ cm/kg

„ „ rechts von $A = 174000$ „

Mittlere Ergebnisse:

Reaktion $A = +1545$ kg

„ $B = -5700$ „

Bei dem Max. Moment, welches der Berechnung zugrunde gelegt wurde, entstehen die folgenden Spannungen:

$S_e^z = 533$ kg/qcm, $S_b^d = 19$ kg/qcm.

Die Verbindung zwischen Pfahl und Längsbalken muß imstande sein, den Unterschied zwischen Moment A rechts und A links $= 81600$ cm/kg aufzunehmen, was nach Zuziehung der Druckspannung in dem Pfahl durch Reaktion A eine max. Zugspannung von 790 kg/qcm in den Eisenstangen des Pfahles ergibt (für den seltenen Fall des Hochwassers bis 0,40 + NW). Der Widerstand der Pfähle im Boden darf nicht auf mehr wie 9—12000 kg veranschlagt werden; wir kommen hierauf noch zurück. Fig. 11 zeigt die Einzelheiten der Armierung des zuletzt besprochenen Profils.

Profil des Troges in den höheren Teilen (Fig. 12).

Die allgemeine Form dieses Profils hat mit dem vorher besprochenen große Uebereinstimmung, jedoch sind einige

Fig. 11. Einzelheiten der Armierung von Querschnitt II.

Abweichungen zu verzeichnen. Der hervorragende Rand des Bodens beginnt mit einer Breite von 0,60 m, welches Maß an den Enden bis 0,30 m zurückgeht. Die Pfahlreihen sind in Abständen von je 2,50 m aufgestellt, während die Bodendicke von 0,21 auf 0,15 m verringert ist. Das Profil wurde für zwei Fälle berechnet, erstens an den

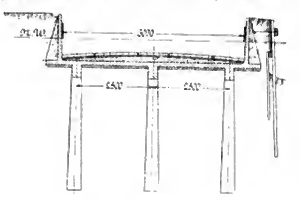


Fig. 12. Querschnitt III.

tiefsten Punkten bei Hochwasser auf 0,40 + *NW* und gänzlich leerem Trog; zweitens an den höchsten Punkten bei Tiefwasser auf 0,40 — *NW* und vollbelastetem Trog.

Berechnung der Längsbalken.

Den ungünstigsten Belastungszustand eines Längsbalkens zwischen zwei Pfählen hat man an den oberen Enden des Troges bei Tiefwasser und vollbelastetem Boden zu suchen. Bringt man für den Balken nur das Rechteck von 30 × 57 cm in Rechnung (also unter Vernachlässigung der T-form), so ergeben sich die folgenden Höchstspannungen:

$$S_e^z = 157 \text{ kg/qcm}, \quad S_b^d = 6 \text{ kg/qcm}.$$

Aus diesen niedrigen Zahlen erhellt, daß die Längsbalken eine grosse konstruktive Bedeutung haben, womit auch die schwere Armierung auf Schubspannung übereinstimmt. (vergl. Fig. 13.)

Widerstand von Pfählen im Boden unter Wasser.

Nach den Versuchen von *Möller* in Braunschweig haftet ein Pfahl im Boden dadurch, daß sich beim herausziehen ein Bodenkegel an denselben anhängt, dessen abgestumpfte Spitze zusammenfällt mit der Endfläche des Pfahls und dessen Richtlinien einen Winkel von etwa 45° mit der Senkrechten einschliessen. Daneben ist die Reibung zwischen Pfahl und Boden zu beachten. Der kleinste dieser Werte (Gewicht des Bodenkegels oder Reibung von Pfahl und Boden) bestimmt den Widerstand des Pfahles gegen herausziehen, wobei, falls die Pfähle dicht beisammen stehen, zu beachten ist, daß die Kegel einander durchdringen können.

Im vorliegenden Falle werden die Pfähle nach unten zu breiter, so daß man hier mit Reibung von Sand auf Sand zu tun hat, welche Größe so gut wie möglich in folgender Weise theoretisch bestimmt wurde. Ein im Boden befindlicher Pfahl empfindet den Druck und die Reibung eines Bodenkegels, der nachstürzen würde, wenn man sich den Pfahl aus dem Boden fortdenkt. Diese Reibung beträgt 0,20 × Gewicht des Kegels = $0{,}128\, l^3$ × spez. Gewicht von Sand unter Wasser, wobei der natürliche Neigungswinkel von Sand unter Wasser zu $\mu = 27°$ angenommen wurde, und l die Höhe des Kegels darstellt.

Wie steht es nun mit den Sicherheitskoeffizienten der Pfähle? Die grösste berechnete Reaktion, welche für einen Pfahl in Betracht kommt, beträgt 5700 kg bei einem Wasserstand von 0,40 + *NW*, was eine grosse Ausnahme bildet. Wasserstände von 0,20 + *NW* halten im Winter lange genug an, um dem Wasser Gelegenheit zu geben den Trog vollständig unter diesen Druck zu bringen; höhere Wasserstände dauern dafür zu kurze Zeit. Bei 0,20 + *NW* kann man annehmen, daß die Reaktion von 5700 kg verringert wird mit einem Druck von 0,20 m Wasser über ein Gebiet von

$$\frac{5}{8} \cdot 6 \cdot 2 \text{ qm} = 7{,}5 \cdot 200 = 1500 \text{ kg}.$$

also auf

$$5700 - 1500 = 4200 \text{ kg}.$$

woraus sich eine Sicherheit von

$$\frac{9100}{4200} = 2{,}2$$

ergibt, während diese Zahl bei 0,40 + *NW*

$$\frac{9100}{5700} = 1{,}6$$

betragen würde. Diese Zahlen gelten für den wagerechten Teil unmittelbar außerhalb der Brücke. Sollte der Mittelpfahl nachgeben, so übernehmen die beiden Seitenpfähle, welche nun in den Boden hinein gedrückt werden, die negative Reaktion, und erfahren dadurch selbst einen nach oben gerichteten Druck von

$$\frac{1}{2}(2 \cdot 1545 - 5700) = \sim 1300 \text{ kg},$$

was eine siebenfache Sicherheit bedeutet. Der Boden muß dafür aber den Abstand von 6 m überspannen, wozu er auch imstande ist, weil sich in dem Falle die Spannungen auf

$$S_e^z = 1050 \text{ kg} \quad \text{und} \quad S_b^d = 38 \text{ kg/qcm}$$

stellen würden.

Die Spannungen.

Unter der Brücke.

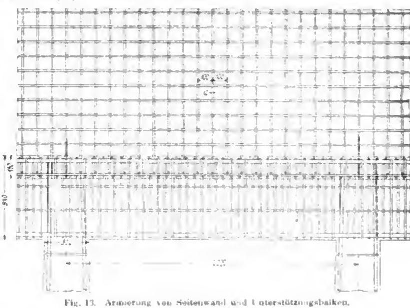


Fig. 13. Armierung von Seitenwand und Unterstützungsbalken.

Trogboden $S_e^z = 245$ kg/qcm

$S_b^d = 12$ „

Seitenwand $S_e^z = 580$ „

$S_b^d = 20$ „

Ausserhalb der Brücke.

Trogboden $S_e^z = 533$ kg/qcm

$S_b^d = 19$ „

Höhere Teile.

Längsbalken $S_e^z = 157$ kg/qcm

$S_b^d = 6$ „

Beim Entwurfe wurden die Spannungen im Trogboden sehr niedrig gewählt, da das Unbekanntsein der Brückenfundierung eine geringe Aenderung der geplanten Pfahlaufstellung hätte herbeiführen können und man von dieser daher möglichst unabhängig sein wollte. Die übrigen Spannungen betragen: Zug im Eisen 500 bis 600 kg/qcm, Druck auf den Beton 20 kg/qcm; sie sind sicher niedrig zu nennen, besonders da die höchste Belastung nur höchst selten erreicht wird.

Die hohen Spannungen, welche man vielfach bei Betoneisenkonstruktionen antrifft, sind wohl oft dem Umstande zuzuschreiben, daß die konkurrierenden Firmen (mit günstigen Ausnahmen) das Material aufs höchste beanspruchen, entweder um eine Arbeit zu erwischen, oder um unbedingt die wirtschaftliche Ueberlegenheit der neuen Bauart im Vergleich mit den älteren Verfahren darzutun. Ein Trog wie der oben beschriebene muß nicht nur kräftig genug, sondern auch vor allem wasserdicht sein, auch bei etwaigen Unfällen, wie Straßenbahnentgleisung, Achsenbruch eines schwer beladenen Wagens, oder dergl. Bei der Ausführung einer derartigen Arbeit nach einer der alten Bauweisen würde es gewiß keinem Ingenieur einfallen Material zu sparen, weil eine genaue Rechnung die Ersparnis zulässig erwies. Warum findet man denn so oft das Gegenteil bei Betoneisenkonstruktionen? Bei einer Arbeit von etwa 160000 M., wovon 45000 M. auf den Teil aus Betoneisen kommen, ein paar Tausend Mark an Eisen und Beton sparen zu wollen, erscheint doch wirklich als eine verfehlte Sparsamkeit.



Fig. 14. Arbeitsstelle nach dem Einsetzen der Pfähle.

Aus den geringen Spannungen in den Längsbalken erhellt, daß diesen vor allem eine konstruktive Bedeutung beigelegt wurde und zwar zur Erzielung eines festen Längsverbandes. Die Längsbalken sind in je 2 m Abstand durch einen Pfahl auch gegen seitliche Wirkungen verankert. Die Pfahlarmierung besteht aus 12 qcm Stahlstangen, welche eine Schubkraft von 9600 kg (bei einer zulässigen Schubspannung von 800 kg/qcm) aufnehmen können, wenn man die Betonverbindung zwischen Pfahl und Balken vernachlässigt. Wirkt diese Schubkraft am oberen Ende des Pfahles, und denkt man sich im Boden in Anschluss an den Pfahl einen Spannungsverlauf nach dem *Hooke*schen Satze, so hat der Pfahl die Neigung um einen Punkt zu drehen, welcher etwa 1,10 m über der Pfahlunterkante liegt. Durch diese Drehung wird am oberen Ende ein max. Druck von 3,3 kg/qcm auf den Sandboden ausgeübt, was als durchaus zulässig erscheint, da der Sand nicht ausweichen kann.

Ausführung der Arbeit.

Nach Trockenlegung und Reinigung der Arbeitsstelle wurden die Pfähle außerhalb der Brücke eingespritzt, nachdem sie durch stehenden Guß hergestellt und wenigstens einen Monat erhärtet waren. Das Einspritzen der 1200 kg schweren Pfähle erfolgte durch Anordnung eines Kranzes von vier Stahlröhren, welche oben zum Anschluss an eine Dampfpumpe in einem gemeinsamen Kuppelstück zusammengefaßt und unten mit seitlichen Löchern versehen waren um den Sand unter den Pfahl fortzuspülen. Nachdem der Pfahl in dem Bock über die gewünschte Stelle angebracht und die Pumpe in Tätigkeit gesetzt war, konnte die Versenkung in einigen Minuten bewerkstelligt werden. Das ausgespritzte Loch war dabei nicht größer als der Pfahlfuß, während die Seitenwände vollkommen hart blieben. Nach dem herausziehen der Spritzeinrichtung wurde mit grobem Sand nachgefüllt. Die Pfähle unter der Brücke wurden mit Hilfe eines Eisenzylinders von 0,90 m Durchmesser eingesetzt, wie schon oben beschrieben.

Um den Trogboden vollkommen im Trockenen ausführen zu können, wurden folgende Maßregeln getroffen: Vor dem Aufstellen und Flechten der Eisenarmierung wurde die Arbeitsstelle mit einer Schicht Stampfbeton ausgekleidet und der darunterliegende Boden in sorgfältigster Weise drainiert. Zur Wasserhaltung dienten zwei Lokomobilen mit Zentrifugalpumpen. Nach dem Flechten wurde der Trogboden mit einem Male gegossen, und zwar 260 cbm Beton in etwa 42 Stunden, wozu 80 Arbeiter und vier Betonmühlen in Tätigkeit waren. Die Zusammensetzung des Betons war folgende: 1 Portl.-Zement + $1\frac{1}{2}$ scharfer Sand + 2 feiner Kiesel, mit so viel Wasser, daß eine breiartige Masse entstand, welche das Eisen überall gut umgab. Das überschüssige Wasser konnte durch die poröse Arbeitsflur abfließen. Nach einer ruhigen dreitägigen Erhärtung wurde der Boden vorsichtig mit Brettern überdeckt und nun die Herstellung der Seitenwände in Angriff genommen, die dann in gleicher Weise durchgeführt wurde.



Pumpenanlage.

Durch Zwischenschaltung der oben beschriebenen Plateaus auf 0,40 · N/F mit 10 cm Gegenneigung wird so viel wie möglich verhindert, daß Wasser von den höher gelegenen Teilen des Fahrweges in den eigentlichen Trog strömt. Die Plateaus führen ihr Wasser in natürlicher Weise auf den angrenzenden Kanal ab. Zur Wasserhaltung des Troges selbst mußte dagegen eine eigene Pumpenanlage geschaffen werden. Mittels vier an den Ecken des wagerechten Trogteiles befindlichen Abfuhr-

röhren wird das Wasser nach einer Sammelgrube aus Betonringen von 2 m Durchmesser geleitet, in dem eine vorläufige Klärung stattfindet. Die Sammelgrube steht mit der Empfanggrube und dem Pumpenschacht in Verbindung. Erstere enthält eine auswechselbare Siebeinrichtung und einen Klärungsraum, so daß nur fast reines Wassers zu der Pumpe gelangt. Auf dem Boden des Pumpenschachtes fand eine Zentrifugalpumpe mit senkrechter Achse Aufstellung, deren Saugrohr mittels einer verschließbaren Rohrleitung mit der Empfanggrube in Verbindung steht; die Pumpe steht also vollständig im Trocknen, kann gegebenen Falls zwecks Ausbesserung abgekuppelt werden und füllt sich dennoch im Betriebe von selbst. Die senkrechte Pumpenachse ist, nach oben hin verlängert und in Straßenhöhe unmittelbar mit einem Elektromotor gekuppelt.

Da die tiefste Stelle des Fahrweges im Troge auf 1,15 — NW liegt, so wurde der höchste erlaubte Wasserstand in der Empfanggrube zu 1,50 — NW angenommen, um auch bei heftigen Regengüssen den Wasserstand sicher beherrschen zu können. Der Betrieb erfolgt selbsttätig. Sobald nämlich der Wasserstand in der Empfanggrube sich 1,50 — NW nähert, wird mittels eines Schwimmers der Elektromotor in Gang gesetzt und wieder ausgeschaltet sobald der Wasserstand um das erforderliche Maß gesunken ist.

Sollten im Falle von gewaltigen Regengüsse *alle* Neigungsflächen des Fahrweges ihr Wasser nach dem Troge führen, so würde das Sammelgebiet eine Fläche von 2000 qm einnehmen. Veranschlagt man die größte Regenmenge auf 1 mm i. d. Minute, so muß die Pumpe 2 cbm i. d. Minute von 1,50 — NW bis etwa 0,60 + NW hinauf führen können, wofür ein Elektromotor von 4 PS zur Verfügung steht.

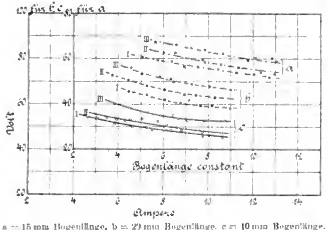
Die Magnetitbogenlampe.

Von Dipl.-Ing. **Walter Eminger**, Câmpina (Rumänien).

(Schluß von S. 14 d. Bd.)

Die Spannung.

Sie nimmt mit dem Titanzusatz zu. Ueber die Zunahme derselben gibt Fig. 6 Aufschluß, welche die Klemmenspannung für die normale Stromrichtung, d. h. für Magnetit als Kathode als Funktion der Stromstärke bei den Bogenlängen 10, 15 und 20 mm darstellt. Kurve I



a = 15 mm Bogenlänge, b = 20 mm Bogenlänge, c = 10 mm Bogenlänge.
Fig. 6.

gilt für reinen Magnetit, Kurve II für Magnetit mit 15 v. H. Rutil und Kurve III für 30 v. H. Rutil. Das Koordinatensystem der Kurven für 15 mm Bogenlänge ist etwas verlegt, um dadurch ein Zusammenfallen der Kurven zu vermeiden.

Die Rauchentwicklung.

Magnetit, Fe_3O_4, wird in Lichtbogen zu rotem Eisenoxyd Fe_2O_3 oxydiert, während Titanoxyd unverändert bleibt. Die Oxydationsendprodukte sind also nicht, wie bei den anderen Lampentypen ganz oder zum Teil gasförmig, sondern feste Bestandteile. Je mehr Titanoxyd die Elektroden enthalten, desto geringer ist die Rauchentwicklung. Vergleichsweise sollen im Folgenden die bei einer gewöhnlichen Bogenlampe, einer Dauerbrandlampe und einer Magnetitbogenlampe mit positiver Kupferelektrode zur Verbrennung theoretisch erforderlichen Luftmengen ausgerechnet werden und zwar für eine Stromstärke von 8 Amp.

I. *Gewöhnliche Bogenlampe.* Der stündliche Abbrand beträgt bei 8 Amp. und Kohlenstiften von $^{20}/_{10}$ Durchm. etwa 16—17 mm. Rechnet man mit einem spezifischen Gewicht der Kohle von etwa 1,4, so ergibt sich der stündliche Abbrand mit etwa 6,6 g. Unter der Annahme, daß die Verbrennung der Kohle vollkommen zu Kohlensäure erfolge, ergibt sich die zur Verbrennung erforderliche Luftmenge unter Benutzung der Formel

$$C + 2\,O = CO_2$$

zu 58,92 l Luft f. d. Stunde, wenn 1 l trockener Luft 0,2987 g Sauerstoff liefert.

II. *Dauerbrandlampe.* Die Brenndauer eines Kohlepaares mit Stiften von 375 mm Länge und 13 mm Durchm. beträgt bei der Regina-Bogenlampe bei 8 Amp. etwa 250 Stunden. Dann wird an die Stelle der oberen Kohle eine neue Kohle gesetzt, während der Rest der oberen Kohle als untere weiter benutzt wird. Der Abbrand beträgt demnach f. d. Stunde unter Berücksichtigung eines Kohlerestes von 4 cm Länge 1,34 mm oder unter Zugrundelegung eines spezifischen Gewichtes von 1,35[2]) etwa 0,23 g. Die zur vollkommenen Verbrennung dieser Kohlenmenge erforderliche Luftmenge würde

$$\frac{32\,.\,0{,}23}{12\,.\,0{,}2987} = 2{,}05\ \mathrm{l}$$

betragen.

In Wirklichkeit findet aber keine vollkommene Verbrennung statt. Es wird vor allem Kohlenoxyd entwickelt, also nicht so viel Luft verbraucht.

III. *Magnetitbogenlampe.* Besteht die Elektrode ganz aus Magnetit, so erhält man die zur Ueberführung in das höhere Oxyd erforderliche Sauerstoffmenge aus der Formel

$$2\,Fe_3O_4 + O = 3\,Fe_2O_3 \text{ oder}$$

$$2\,(55{,}88\,.\,3 + 15{,}96\,.\,4) + 15{,}96 = 478{,}92$$

mit 15,96 g Sauerstoff für 462,96 g Magnetit. Bei einem Abbrand von etwa 2 g Magnetit i. d. Stunde werden zur Oxydation benötigt

$$\frac{15{,}96\,.\,2}{462{,}99\,.\,0{,}2987} = 0{,}0231\ \mathrm{l}$$

trockene Luft.

Diese Luftmengen sind theoretisch nötig. In Wirklichkeit sind sie größer, da jede Verbrennung mit einem Ueberschuß an Luft erfolgt.

[2]) El. Anz. 1901, S. 371.

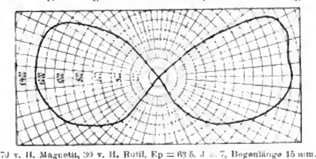
Aus diesen Zahlen geht hervor, daß die Magnetitbogenlampe fast unter vollkommenem Luftabschluß brennen könnte, denn die Luftmenge, die sie i. d. Stunde benötigt, ist sehr gering. Die starke Rauchentwicklung aber macht eine geregelte Rauchabführung durch die Luft und daher eine Steigerung der Luftzufuhr notwendig. Durch den Zusatz von Titanoxyd wird die Rauchentwicklung etwas verringert, da Titanoxyd nicht oxydiert und sein Volumen durch die Verbrennung nicht vergrößert.

Die Rücksicht auf die Rauchentwicklung ist auch bei der Dimensionierung der positiven Kupferelektrode maßgebend. Da ein Absetzen von Rauch an derselben unvermeidlich ist, so muß dem Rauch die Möglichkeit, sich abzusetzen, auf ein Minimum beschränkt werden, und zwar dadurch, daß man die dem Bogen zugekehrte Fläche der Elektrode klein macht und dieselbe so ausbildet, daß die Luft möglichst an allen Stellen gut zirkulieren kann. Der Belag auf der Elektrode muß, wenn die Lampe längere Zeit ohne Störung brennen soll, durch eine besondere mit der Lampe verbundene Abstreichvorrichtung beseitigt werden.

Die Lichtausbeute.

Die Lichtausbeute nimmt mit dem Titangehalt zu. Bei den hier untersuchten Elektroden ergab sich für den Titanzusatz eine Grenze durch die mit demselben abnehmende Zündfähigkeit der Elektroden. Diese Abnahme war bei 50 v. H. Zusatz bereits so groß, daß ein Bogen zwischen der Kupferelektrode und der Füllung der Eisenhülse, solange die letztere nicht erhitzt war, nicht gebildet werden konnte. Bei der Trennung der Elektroden trat lediglich ein kleiner Unterbrechungsfunke auf. Es war nur möglich den Bogen durch Kontakt der Kupferelektrode mit der Eisenhülse einzuleiten. Ein Zünden kann zwar auch eintreten, wenn die Eisenhülse auf dem oberen Elektrodenende geschmolzen ist und eine leitende Brücke gebildet hat. Ein sicheres Zünden ist aber damit nicht gewährleistet, und hieraus ergibt sich, wenn man den Zusatz in dieser Höhe bemißt, die Notwendigkeit, eine besondere Hilfszündvorrichtung zu verwenden. Sieht man von dieser ab, so ergibt sich die Forderung mit dem Rutilzusatz unter 50 v. H. zu bleiben.

Zu den Messungen wurde ein Fettfleckphotometer benutzt. Fig. 7 zeigt eine Kurve der sphärischen Helligkeit.



70 v. H. Magnetit, 30 v. H. Rutil, Ep = 63,5, J = 7, Bogenlänge 15 mm.
Fig. 7.

die unter Benutzung einer kegelförmigen Kupferelektrode erhalten wurde. Es ergaben sich bei 7 Amp. und etwa 64 Volt Spannung 834 sphärische Kerzen, also ein spezifischer Wattverbrauch von 0,537 Watt f. d. sphärische Kerze.

Bei verschiedenem Zusatz von TiO_2 ergaben sich bei etwa 15 mm Bogenlänge für die Helligkeit auf der unteren Halbkugel folgende Werte, wobei nur unterhalb der Horizontalen gemessen wurde. Die Stromstärke war annähernd dieselbe in allen Fällen.

Material	Volt	Amp.	Watt	Kerzen	Watt/Kerze
Magnetit mit 15 v. H. TiO_2	60,24	8,75	527	711	0,71
„ „ 30 „ „	61,6	8,4	517	815	0,634
„ „ 50 „ „	63,96	8,54	546	1000	0,546

Bei verschiedener Bogenlänge und annähernd der gleichen Stromstärke ergaben sich folgende Ergebnisse bei einer Elektrode mit 30 v. H. Rutilgehalt für die Helligkeit auf der unteren Halbkugel. Es wurde gleichfalls nur unterhalb der Horizontalen gemessen.

Bogenlänge	Volt	Amp.	Watt	Kerzen	Watt/Kerze
10	52,75	9,58	504	743	0,673
15	63,5	9,75	620	1062	0,581
20	71,0	9,75	694	1345	0,515

Schließlich wurde noch untersucht, in welcher Weise sich der spezifische Wattverbrauch bei den verschiedenen Stromstärken änderte, und zwar wurden die Messungen bei verschiedener Bogenlänge für die Lichtstärke in der Wagerechten ausgeführt. Die bei 15 v. H. und 30 v. H. Rutilgehalt und verschiedener Bogenlänge gefundenen wagerechten Kerzenstärken und Watt f. d. Kerze sind graphisch in Fig. 8 aufgetragen. Derselben ist die folgende Tabelle entnommen.

Bogenlänge mm	Watt f. d. Kerze in der Wagerechten, Ampere 3	4	5	6	7	8	9	10
				15 v. H. Rutil				
5	1,58	1,15	0,95	0,85	0,80	0,78	0,76	0,76
10	1,02	0,74	0,6	0,51	0,46	0,44	0,42	0,41
15				0,4	0,38	0,36	0,35	0,34
20						0,3	0,29	0,28
				30 v. H. Rutil				
15	0,72	0,51	0,41	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32
20					0,31	0,3	0,27	0,25

Aus Fig. 8 geht hervor, daß der spezifische Wattverbrauch mit der Bogenlänge abnimmt, über 6 Amp.

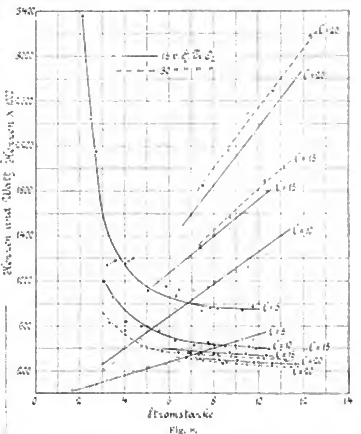


Fig. 8.

ziemlich konstant bleibt, unter 6 Amp. aber erheblich ansteigt, was auch *Ladoff* bereits feststellte.

Wegen der Lichtmenge über der Horizontalen ist die Magnetitbogenlampe genötigt, wie die Wechselstrombogenlampen einen Reflektor zu benutzen.

Für die sphärische Kerze kann man bei der Magnetitlampe ohne Berücksichtigung der Vorschaltwiderstände etwa mit 0,5—0,6 Watt rechnen. Bei Benutzung eines Reflektors wird man bequem auf der unteren Halbkugel 0,4 Watt f. d. hemisphärische Kerze erreichen können, was eher noch zu hoch als zu niedrig sein wird, denn bei einer Wechselstrombogenlampe mit ungetränkten Kohlen ergaben sich

bei 10 Amp. ohne Reflektor 275 Kerzen sphärisch,
bei 10 Amp. mit „ 498 „ hemisphärisch [3]),

im letzteren Falle also fast doppelt so viel Kerzen hemisphärisch, als vorher sphärisch.

Die Lichtverteilungskurve der Magnetitbogenlampe weicht von der der anderen Bogenlampentypen wesentlich ab. Das Intensitätsmaximum liegt in der Horizontalen, während es bei der gewöhnlichen Bogenlampe bei etwa 40—45°, bei der Dauerlampe bei etwa 30—40° unter der Horizontalen, bei der Flammenbogenlampe mit übereinander angeordneten Kohlen auch unterhalb der Horizontalen und bei Anordnung der Kohlen nebeneinander direkt unter der Lampe liegt. Die Lichtverteilung hat Aehnlichkeit mit der der Gasglühlichtbrenner, bei denen das Intensitätsmaximum auch in der Horizontalen auftritt. Die große Lichtintensität in der Nähe der Horizontalen fällt für die weiter von der Lampe entfernten Stellen günstig ins Gewicht.

Abbrand der Kathode

Die folgende Tabelle enthält Angaben über den erzielten Abbrand und zwar von Magnetitelektroden ohne Titanzusatz und solchen mit 30 v. H. Titanoxydgehalt.

Material	Brenndauer Min.	Amp.	Abbrand g	Verbrauch f. d. Amp. i. d. Std. mg
Fe_3O_4 ohne Zus.	80	9,4	2,74	219
„	60	8,7	2,22	555
„	„	8,25	2,05	248
„	„	7,0	1,37	195
„	„	6,0	0,93	155
Fe_3O_4 mit 30 v. H. TiO_2	„	9,75	3,44	351
„	„	9,0	2,8	311
„	„	8,0	2,16	270
„	„	6,0	1,38	230
„	„	6,0	1,33	222

Die Werte der Tabelle zeigen, daß die Elektroden mit 30 v. H. Zusatz etwas schneller abbrennen, als die reinen Magnetitelektroden. In Millimetern beträgt der Abbrand einer Elektrode mit 30 v. H. Zusatz bei 6 Amp. etwa 1,05 mm, bei 8 Amp. etwa 1,65 mm, bei 9 Amp. 2,14 mm f. d. Stunde.

Die Kosten der Magnetitelektroden.

Die Magnetitlampe besitzt weder einen Kohlekrater, der durch eine zu starke Elektrode verdeckt werden könnte, noch ist eine lichtausstrahlende Elektrodenspitze vorhanden, deren Ausstrahlung bei schwächerer Dimensionierung der Elektrode größer werden würde. Die Elektrodendimensionen haben also auf die Lichtausbeute nur einen geringen Einfluß, zumal die maximale Lichtintensität in der Wagerechten ist und daher von der unten angeordneten Kathode nur Strahlen der geringsten Intensität aufgefangen werden. Aus diesen Gründen ist es empfehlenswert, nur eine einzige Elektrodenstärke von etwa 15 mm Durchm. für alle Stromstärken bis 9 Amp. zu verwenden. Rechnet man mit derartigen Elektroden, nimmt man eine Stiftlänge von 250 mm an, das Füllmaterial der Eisenröhren von 14 mm l. W. und $^1/_2$ mm Wandstärke bestehend aus 70 v. H. Magnetit und 30 v. H. Rutil, so ergibt sich für die Elektrodenkosten folgendes:

Es kosten nach der Preisliste von *E. de Haën*, Seelze bei Hannover

100 kg technischer Magnetit 180,— M.
100 „ Rutil 210,— „

1 m Präzisionsrohr von 14 mm l. W. und $^1/_2$ mm Wandstärke der *Mannesmannröhrenwerke* kostet 1,06 M.

Eine Elektrode von 250 mm Länge wiegt etwa 200 g, davon entfallen

auf die Eisenhülse etwa 48 g
„ den Magnetit „ 106 „
„ das Titanoxyd „ 46 „

Die Kosten für das Rohmaterial sind demnach f. d. Elektrode folgende:

eine Eisenhülse von 250 mm Länge 0,265 M.
107 g Magnit 0,191 „
46 g Titanoxyd 0,097 „
0,553 M.

Nach Angaben von *Gebr. Siemens & Co.* werden zum Schmelzen von 50 kg Elektrodenmaterial im elektrischen Ofen etwa 25 KW./Std. benötigt. Die Stromkosten für das Schmelzen von 50 kg ergeben sich hiernach bei einem Selbstkostenpreise von 12 Pfg. für die Kilowattstunde mit $25 \times 0,12 = 3,00$ M., also für eine Elektrode mit

$$\frac{300 \cdot 0,152}{50} = 0,91 \text{ Pfg.}$$

Hierzu kommen die Kosten für das Bedienungspersonal. Erfolgt das Schmelzen mit 500 Amp. bei 40 Volt, so werden zum Schmelzen etwa $1^1/_4$ Stunden gebraucht. Dem entsprechend sind an Arbeitslohn bei einem Stundenlohn von 50 Pfg. für das Schmelzen 62,5 Pfg. also f. d. Elektrode $62,5 \cdot 0,152 = 0,19$ Pfg. zu rechnen.

Für die Tonne zu schmelzendes Elektrodenmaterial sind ferner etwa 20 M. für Verbrauch an Schmelzelektroden anzusetzen, für 50 kg also

$$\frac{20 \times 50}{1000} = 1,00 \text{ M.},$$

d. Elektrode demnach

$$\frac{100 \times 0,152}{50} = 0,304 \text{ Pfg.}$$

Excl. Verzinsung, Amortisation und Reparatur der Anlage ergibt sich demnach für die einzelnen Kostenbeträge einer Elektrode

Rohmaterial . . . . 55,3 Pfg.
Strom . . . . 0,91 „
Bedienung . . . . 0,19 „
Verbrauch an Schmelzelektroden 0,304 „
Summa: 56,704 Pfg.

Den Verkaufspreis einer derartigen Elektrode wird man mit etwa 65 Pfg. rechnen können.

Von allen Lampentypen sind die Magnetitbogenlampe und die Dauerbrandlampe insofern einander am ähnlichsten, als sie beide mit hoher Lichtbogenspannung brennen, also beides Hochspannungslampen sind, ferner infolge der langen Brenndauer der Elektroden geringe Bedienungskosten verursachen und die gleichmäßigste Bodenbeleuchtung erzeugen.

Die Regulierung des Elektrodennachschubes braucht infolge des geringen Abbrandes nur in größeren Pausen

[3]) *Herzog & Feldmann*, Handbuch d. El. Bel., II. Aufl. 1901, S. 94.

von 1—2 Stunden zu erfolgen. Trotzdem muß der Reguliermechanismus wegen des empfindlichen langen Bogens auch entsprechend empfindlich sein, um jederzeit größere Spannungsschwankungen, wie sie z. B. durch das Wandern des Lichtbogens oder beim Abbrennen der Eisenhülse entstehen, auszugleichen. Er muß also rasch arbeiten und nicht so langsam, wie bei einer gewöhnlichen Gleichstrombogenlampe.

Infolge des geringen Spannungsabfalles in den Elektroden hat die Magnetitbogenlampe eine praktisch konstante Lichtbogenspannung, während bei den anderen Typen die Lampenspannung je nach der Stärke, Länge und Zusammensetzung der Elektroden durch den Abbrand mehr oder weniger beeinflußt wird und gegen Ende der Brennperiode größer ist als am Anfang. Am größten ist diese Spannungsdifferenz bei den Flammenbogenlampen, wo sie bei einer 8 Amp.-Lampe mit Effektkohlen von 325 mm Länge und 8/7 Durchm. bereits 5—6 Volt beträgt [4]).

Das schöne weißgelbe Licht und der günstige spezifische Wattverbrauch wird der Magnetitlampe als Verwendungsgebiet das zuweisen, das die Dauerbrandlampe bisher infolge ihrer langen Brenndauer und günstigen Lichtverteilung behauptete. Die Verbrennungsprodukte sind chemisch völlig indifferent, greifen also die Glocke nicht an und machen sich auch sonst nicht unangenehm bemerkbar, wenn sie gut aufgefangen werden. Hierdurch hat die Magnetitlampe auch der Flammenbogenlampe gegenüber gewisse Vorteile. Leider ist sie für Wechselstrom unbrauchbar.

[4]) *Zeidler*, E. T. Z. 1903, S. 171 ff.

Zeitschriftenschau.

Beleuchtung.

Beleuchtungsanlagen. (*Krüss.*) Der Maßstab für die Beurteilung der Wirkung von Beleuchtungsanlagen hat sich seit den ersten dürftigen Anfängen der Gasbeleuchtung, die etwa auf die zwanziger Jahre des vorigen Jahrhunderts zurückreicht, ganz erheblich geändert.

Zwar wurde auch früher schon zum Beispiel bei Verträgen der Stadtverwaltungen mit den Gaswerken ausdrücklich eine ganz bestimmte Leuchtkraft des Gases festgesetzt. Aber feste Normen gab es hierfür zunächst nicht.

Es ist das Verdienst des Deutschen Vereins von Gas- und Wasserfachmännern, durch seine Lichtmesskommission allmählich feste und allgemein gültige Grundlagen geschaffen zu haben. Durch gemeinsames Arbeiten mit der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt fand die *Hefner*kerze als Lichteinheit Eingang in die Technik. Der Verein hat ferner ein Normalgasphotometer empfohlen und durch Herausgabe von Vorschriften für das Photometrieren des Leuchtgases die Vornahme derartiger Messungen vollkommen gesichert.

Diese Messungen beschränkten sich aber wesentlich auf die Bestimmungen derjenigen Helligkeit, welche die Flammen in wagerechter Richtung besitzen. Man kümmerte sich also gar nicht darum, in welcher Weise die zu beleuchtenden Gegenstände, z. B. eine Strasse, erleuchtet waren. Auch nach Einführung des Gasglühlichtes begnügte man sich mit dieser Art der Messung.

Eine vollständige Umwälzung auf diesem Gebiete wurde durch das Aufkommen der elektrischen Beleuchtung angebahnt. Man begnügte sich nicht mehr, die Helligkeit in irgend einer, etwa der günstigsten Richtung, zu messen, sondern man hat bei Bogenlampen und auch bei Glühlampen Messungen in einer grossen Anzahl verschiedener Richtungen des Raumes vorgenommen, auf diese Weise die Ausstrahlungskurven in mehreren durch die Lichtquelle gelegten Ebenen und damit den sogenannten photometrischen Körper der Lichtquelle festgestellt. Auch in der Gasbeleuchtung mußte man diesen Weg betreten. Man ersann nun Verfahren, um mittels einer einzigen Messung und ohne Herstellung der Lichtausschaltungskurve die Gesamtlichtmenge, welche eine Lichtquelle ausstrahlt, zu bestimmen. Die ersten derartigen Instrumente stammen von *Blondel & Matthew*. Besondere Beachtung verdient das Kugelphotometer von *Ulbricht*, welches jetzt in der Elektrotechnik vielfach zur Bestimmung der räumlichen Lichtstärken benutzt wird.

Es ist nun aber notwendig, sich bei Beurteilung einer Beleuchtungsanlage nicht nur auf die Messung der Helligkeit der Lichtquelle zu beschränken, sondern man muß auch die Stärke der erzeugten Beleuchtung zu bestimmen suchen.

Zu diesen Beleuchtungsstärkemessern gehören der Helligkeitsprüfer und der Beleuchtungsmesser von *Wingen*, das *Weber*sche Photometer, der Apparat von *Martens* und der Apparat zur Bestimmung der Flächenhelligkeit von *Krüss*.

Bei Beurteilung der Ansprüche an die Beleuchtungsanlagen ist selbstverständlich zwischen der Beleuchtung geschlossener Räume und derjenigen von Straßen und Plätzen zu unterscheiden. Das Lichtbedürfnis für Arbeiten in geschlossenen Räumen wird sehr verschieden angegeben. Die Angaben schwanken zwischen 10 und 50 Meterkerzen. Auch in hygienischer Beziehung müssen jedesmal die besonderen Umstände von Fall zu Fall berücksichtigt werden.

Bei der Beurteilung der Außenbeleuchtung genügt der blosse Augenschein nicht, sondern es muß die Beleuchtungsstärke an den verschiedenen Punkten der Straße wirklich gemessen werden, um ein Urteil über die erzeugte Beleuchtungsstärke und über die Gleichmässigkeit der Beleuchtung zu erlangen. Solche Messungen sind in letzter Zeit mehrfach vorgenommen worden, unter anderem von Professor *Drehschmidt* in Berlin. (Journal f. Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1906, S. 949.) *Br.*

Eisenbahnwesen.

Kraftbedarf der schweizer Bahnen. (*Wyssling.*) Die zum Studium des elektrischen Bahnbetriebes eingesetzte Kommission hat in erster Linie die Frage in Angriff genommen, ob der gesamte Kraftbedarf der schweizer Bahnen durch die vorhandenen Wasserkräfte gedeckt werden kann. Hierzu wurden mit Rücksicht auf den Anschluß an andere Länder, deren Bahnen auch fernerhin mit Dampf betrieben werden, verhältnismäßig schwere Züge in grossen Zeitabständen zugrunde gelegt, und man erhält hierbei gegenüber einer anderen Betriebseinteilung auf jeden Fall die größten Zahlen.

Auf Grund der auf dem Gebiete vorliegenden Versuche wurde als mittlerer Rollwiderstand bei normalspurigen Bahnen 4,3 kg/t (für Schnellzüge 5,0—6,8, Personenzüge 4,5—5,0 und für Güterzüge 3,0—3,2 kg/t), als Kurvenwiderstand für 1500 m Radius 0,5 kg/t, für 970 m Radius (Gotthardtbahn) 0,7 kg/t angenommen. Für Schmalspurbahnen wurden 10 kg/t als Gesamtrollwiderstand zugrunde gelegt. Die zum Anfahren nötige Energie ist ohne Abzug für Anfahren auf Gefällen voll in Ansatz gebracht, und zwar die der jeweiligen Geschwindigkeit entsprechende lebendige Kraft mit einem Zuschlag von 30 v. H. für Personen- und Güter- und von 110 v. H. für Schnellzüge.

Die Zuggewichte sind auf Grund der Erfahrungen mit dem Personenverkehr im August und dem Güterverkehr im Oktober 1903 ermittelt. Bei den Bundesbahnen ergab sich für die größte Zahl der Schnellzüge 180—300 t, für einige schwerster Belastung im Mittel 300—350 t Zuggewicht, für die Personen-

züge 120—200 t (einige 200—250 t) Gewicht, für Güterzüge teils 275—400 t, teils 350—450 t Gewicht. Bei der Gotthardtbahn entsprechen diesen Zahlen die Werte 300 t für Schnell-, 250 t für Personen- und 450 t Gewicht für Güterzüge, bei den übrigen normalspurigen Bahnen 120—175 t für Schnellzüge, 100—175 t für Personenzüge und 100—150 t Gewicht für Güterzüge. Die Schmalspurbahnen hatten ein mittleres Zuggewicht von 40—80 t, die Rhätische Bahn ein solches von 120 t.

Für den Zugverkehr wurde der Fahrplan eines Wochentages im August 1904 mit sämtlichen Personenzügen, vermehrt um die Güterzüge eines Oktobertages 1903 als Maximalleistung für Sommerbetrieb und der Winterfahrplan vom Januar 1904 für die stärkste Winterleitung zugrunde gelegt.

Mit diesen Unterlagen wurde dann der mittlere und der größtmögliche Kraftbedarf berechnet. (Fortsetzung folgt.) (Schweizerische Bauzeitung 1906, S. 189—191.) *Pr.*

Kraftverteilung der New York Central and Hudson River Railroad. Die Gesellschaft erzeugt in ihren beiden Kraftwerken Drehstrom von 22 Perioden sekundlich und von 11000 Volt Spannung, den sie durch oberirdisch verlegte Kabelleitungen den acht Unterstationen zuführt. Diese versorgen eine Gleislänge von insgesamt 470 km. Die Unterstationen sind feuersicher gebaut; alle Leitungen sind gegen Berührung gesichert und dennoch leicht zugänglich verlegt. Jede Unterstation enthält eine Pufferbatterie, da der zugeführte Hochspannungswechselstrom in Gleichstrom von 666 Volt umgewandelt wird. Sämtliche Gleich- und Wechselstromschalter und Stromunterbrecher werden vom Schaltbrett aus elektrisch gesteuert. Die Hochspannungsschalter sind durch Betonwände von einander getrennt.

Die Unterstationen sind teils mit 1500 Kwt.-Umformern und 550 Kwt.-Einphasentransformatoren, teils mit 1000 Kwt.-Umformern und 365 Kwt.-Transformatoren ausgerüstet. Die Sekundärwicklungen der Transformatoren liefern Strom von 460 Volt Spannung und besitzen, um den verschiedenen Spannungsabfällen folgen zu können, mehrere Anschlussklemmen. Die Transformatoren werden durch Luft gekühlt. Für jede Maschinenart ist ein Reservefeld am Schaltbrett vorgesehen zur Benutzung bei Reparaturen des eigenen Feldes. Die Akkumulatorenbatterien, wahrscheinlich die größten der Welt, sind imstande, den Strom für einen einstündigen Betrieb zu liefern. (22000 Amp.-Std. insgesamt.)

Die Stromzuführung geschieht durch die „dritte Schiene", deren Abschnitte je mittels zweier getrennter Leitungen von den Kraftwerken aus gespeist werden. Zwischen die Hauptabschnitte der „dritten Schiene" sind besonders gespeiste Abschnitte von Zuglänge eingeschaltet, um eine leitende Verbindung der ersteren durch einen Zug zu verhindern. Die Stromzuführungsschiene hat ein besonderes Profil und ist alle 3,3 m mittels Gusseisenstützen auf verlängerten Schwellen gelagert. Die Isolatoren gestatten eine geringe Vertikalbewegung der Schiene.

Die Fahrzeuge sind teils Motorwagen (125 mit je vier 100 PS-Motoren), teils Lokomotiven (35). Letztere haben die Dampfzüge in und aus dem Grand Central-Bahnhof zu schleppen. Die höchste Fahrgeschwindigkeit der Lokomotiven wird bei Zuglasten von 250 bis 900 t mit 64 bis 128 km/Std., die der Motorwagenzüge mit 84 km/Std. angegeben. 5 Fig. (Electrical World 1906, S. 799—802.) *Pr.*

Elektrotechnik.

Die Vorgänge an Kohlebürsten. (*Egon Siedek.*) Gegenstand des Aufsatzes ist die Untersuchung des Uebergangswiderstandes zwischen Kohlebürsten und Kommutator oder Schleifringen. Es geht bekanntlich bis zu 3 v. H. Energie der Gesamtmaschinenleistung an den Bürsten verloren, so daß ein Interesse an der Kenntnis dieser Vorgänge vorhanden ist. Die bisherigen Untersuchungen beschränkten sich darauf, Tatsachen wohl festzustellen, ohne jedoch eine Erklärung der merkwürdigen Erscheinungen des Widerstandes zu geben. Die Kohle berührt ursprünglich den Kommutator oder Schleifring in mehreren Punkten, an denen sich elementare Lichtbögen zu bilden beginnen, die neben den Berührungsstellen und um dieselben überschlagen. An der Hand der Berechnung wird gezeigt, daß der Ohmwert des Lichtbogens bei konstanter Länge mit wachsender Stromstärke rasch sinkt. Wird der Anpreßdruck der Bürsten vergrößert, so wird der Uebergangswiderstand kleiner, womit auch die Länge der elementaren Lichtbögen und auch deren Ohmwert linear verkleinert wird. Die Verminderung des Uebergangswiderstandes bei zunehmender Stromstärke findet Verfasser einzig und allein dadurch erklärt, daß diese elementaren Lichtbögen neben den Berührungsstellen und um dieselben überschlagen. An Hand der mathematischen Ableitung wird diese Theorie bewiesen. Auf Messingschleifringen wurden anläßlich der Versuche auf kürzere Zeit 120 Amp./qcm erreicht. (Elektrot. Zeitschr. 1906, S. 1057—1060. 8 Abb.) *Br.*

Maschinenteile.

Schmiervorrichtungen für Schiffsmaschinen. (*Strebel.*) Während die *Kurbelwellenlager* der gewöhnlichen Handelsschiffsmaschinen auf einfache Weise einzeln durch Dochtapparate geschmiert werden, werden die Lager der Kriegschiffsmaschinen durch Tropfhähne mit sichtbarem Fall zentral geschmiert, da der Platz viel beschränkter ist. Für die *Drucklager* ist Wasserkühlung und besonders reichliche Schmierung nötig (Dochtschmierung), ebenso für die *Traglager der Wellenleitung*, welche unter allen Umständen bequem zugänglich sein müssen, da der Schmierer geneigt ist, sie zu vernachlässigen. Das Oel für diese Lager kann sehr oft wieder benutzt werden, da der Flächendruck meist sehr gering ist. Die *Wellenrohre* werden meist durch mitgerissenes Wasser geschmiert, doch ist es wegen der chemischen und mechanischen Einflüsse ratsam, die Propellerwelle im Oelbade laufen zu lassen (ohne Bronzeüberzüge). Versuche auf den Dampfern Carlisle und Lizard haben günstige Resultate ergeben; Carlisle verbrauchte 2,2 l für den Tag. Bedingung ist, daß das Wellenrohr hinten vollkommen wasserdicht abgeschlossen ist. Die Einrichtung kann selbsttätig (*Hunter & Milne* und *Cedervall*) oder vom Personal einstellbar sein. Die erstgenannte hat sich auf dem Dampfer Clematis bewährt. Nach 135 000 Seemeilen war die Welle nur rd. 0,8 mm eingelaufen trotz ungünstiger Nebenumstände.

Als Nachteile sind die veränderlichen Spannungen in den Federn zum Anpressen der Dichtungsringe zu betrachten, welche durch die mit Temperaturänderungen verbundenen Längenänderungen der Welle (12—15 mm) entstehen. Von *Cedervall* ist eine weitere Abdichtung („Adjustible") und eine solche für die vordere Stopfbüchse des Stevenrohres angegeben.

Zu empfehlen ist eine Konstruktion von *Blohm & Voß*, die am Dampfer Therapia der deutschen Levantelinie nach dreijährigem Betriebe nur eine Abnutzung von 0,75 mm zeigte. Die Vorrichtungen von *Scott Younger* und *King* sind vom Personal zu betätigen. Günstig arbeiten auch die Einrichtungen, nach denen alles Oel der Hauptmaschinenlager nach vorgenommener Reinigung durch eine besondere Pumpe durch das Stevenrohr in die See gepresst wird.

Die Wellenrohrschmierung von *Benj. R. Vickers & Sons* zeichnet sich durch besonders kurze Bauart und Fehlen von Federn aus.

Die *Umsteuerwellen* bedürfen nur geringer Schmierung.

Die *hin- und hergehenden Maschinenteile* werden meistens mit einer Zentralschmiervorrichtung und außerdem mit einer Handschmiervorrichtung versehen. Auf Kriegsschiffen sind sie noch mit zentralgespeister Posaunenschmierung ausgerüstet, die großen Oelverbrauch zur Folge hat. Für das untere Pleuelkopflager kommt die Zentrifugalschmierung besonders bei Torpedobootsmaschinen mit Erfolg zur Anwendung.

Neuerdings wird für die hin- und hergehenden Teile besonders in England Presschmierung verwendet nach Konstruk-

tionen von *John Brown & Co.*, *Humphrys, Tennant & Co.* und *Palmers Shipbuilding Co.*

Zur Schmierung von dampfumspülten Teilen werden im Schiffbau meist Oelvasen mit doppeltem Hahnabschluss und die „Ideal"-Schmiergefässe verwendet. Sie haben Nachteile in bezug auf Beschickung und Wirtschaftlichkeit. Gut eingelaufene Maschinen erfordern fast gar keine Schmierung, für sie dienen Vorrichtungen, welche die Schmierung jederzeit an- und abzustellen gestatten. In bezug auf die Kolbenstangenschmierung ist besonderer Wert auf die Schmierung der Hochdruckkolbenstange zu legen. Zu diesem Zwecke ist in einem Stopfbüchseneinsatz ein Oelkanal vorgesehen, der in der Grundbüchse endet. Dieser Oelkanal steht mit der *Mollerup*-Presse in Verbindung. Ausserdem werden die sichtbaren Teile der Kolbenstange mit Schmierquast geschmiert. Gut bewährt haben soll sich eine Schmierung, bei der das Oel in einen Schmierring geleitet wird, welcher die Kolbenstange umgibt. Bei sehr großen Maschinen wird dieses Prinzip auch für die Schieberstangen verwendet.

Zur Schmierung der Hilfsmaschinenteile dienen die gleichen Schmiermethoden, wie bei den Hauptmaschinen. Zur Reinigung und Wiedergewinnung des Schmieröls dienen Vorrichtungen von *G. Bibolini* und *E. Foltzer* in Rivavolo-Ligure bei Genua. Ein Teil der Vorrichtung nimmt das ölhaltige Wasser aus der Bilge, ein zweiter reinigt die Masse und gibt dem Oel möglichst seine Eigenschaften zurück. Der Wiedergewinn an Oel hat sich zu 50–80 v. H. ergeben. Dabei war das wiedergewonnene Oel etwas dickflüssiger als das ungebrauchte, was sich dadurch zeigt, daß beispielsweise von zwei genau gleichen Dochten der eine 0,27 l ungebrauchtes Oel in zwölf Stunden und der andere in der gleichen Zeit 0,22 l wiedergewonnenes Oel aufsaugte. (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1906, S. 1701 und 1739.) *F.*

Materialienkunde.

Petroleumkoks haben von allen festen Brennstoffen den höchsten Heizwert, da sie nur sehr wenig Asche hinterlassen. Dr. *H. Langbein* in Niederlößnitz bei Dresden fand für rohen Petroleumkoks der Aktiengesellschaft *Celle-Wietze* folgende Zusammensetzung:

Kohlenstoff	87,4	v. H
Wasserstoff	3,4	„
Schwefel	1,4	„
Sauerstoff	3,3	„
Wasser	1,4	„
Asche	3,1	„
	100,0	v. H.

Bei der *Verkokung* im Platintiegel wurde eine Koksausbeute von 93,0 v. H. erzielt. Der *Heizwert* wurde in einer Platinbombe bei 25 at Druck bestimmt. Da bei Koks manchmal ein Rest unverbrannt übrig bleibt, wurde das feingemahlene Pulver in einer Hülle von Wachspapier verbrannt, dessen Heizwert bekannt war (4663 Kal. für 1 g Wachspapier). Die Verbrennungswärme wurde auf die Verbrennungsprodukte Kohlensäure, schweflige Säure und Wasserdampf von Zimmertemperatur umgerechnet. Es ergaben sich auf 1 kg Petroleumkoks 8042 Kal.

Interessant ist der Vergleich, den *Langbein* zwischen diesem Petroleumkoks (I), *ungarischem* Petroleumkoks (II) aus der *Orsowaer Petroleumfabrik A.-G.*, die jährlich etwa 500000 kg davon zum Preise von etwa 4 M. für 100 kg herstellt, und dem sehr ähnlichen *Braunkohlenteerkoks* (III) aus der *Mineralölfabrik Köpsen* der *Werschen-Weissenfelser Braunkohlen-A.-G. Halle* angestellt hat; aus seiner ausführlichen Tabelle seien folgende Zahlen angeführt.

	I	II	III
Scheinbares spezifisches Gewicht	0,82	0,75	1,07
Wahres „ „	1,36	1,37	1,31
Heizwert	8042	8496	8359

Die erzeugte Menge des Petroleumkoks richtet sich nach dem Markpreise; je nach der Nachfrage stellt man mehr Asphalt oder mehr Koks her. Verwendung findet der Petroleumkoks in der Aluminiumindustrie, bei der Herstellung von Bogenlampenkohlen und im metallurgischen Laboratorium. Für Generatorgaserzeugung bei Sauggasmotoren würde er sich jedenfalls auch gut eignen. (Chemikerzeitung 1906, S. 1115–1117). *A.*

Physik.

Zur kinetischen Theorie der Brownschen Molekularbewegung und der Suspensionen. (*M. v. Smoluchowsky.*) Mikroskopisch kleine Masseteilchen, die in einem flüssigen oder gasförmigen Medium schweben, besitzen ganz allgemein eine unregelmäßig zitternde Eigenbewegung, die *Brownsche Molekularbewegung* (1827), die von *Siedentopf und Zsigmondy* auch bei deren ultramikroskopischen Untersuchungen beobachtet worden ist und ebenso u. a. den *Bredig*schen kolloidalen Metallösungen zukommt. Es ist nicht unmöglich, daß die *Brown*sche Bewegung eventl. auch beim Zustandekommen der Metallegierungen eine Rolle spielt. Die Theorie des Verfassers geht dahin, daß Masseteilchen dieser Art sich verhalten wie selbstständige Gasmoleküle, der kinetischen Gastheorie gehorchen, jedoch eine verhältnismäßig ungemein kleine freie Weglänge besitzen. Verfasser verneint die Gültigkeit der *Quincke*schen Hypothese, welche in der *Brown*schen Bewegung kapillare Bewegungen erblickt, die auf ungleichmäßige Aufnahme strahlender Energie zurückzuführen sei und steht im Einklange mit einer Theorie von *Einstein*, die letzterer auf Grund anderer Betrachtungsweise abgeleitet hat. (Annalen d. Physik 1906, (14) S. 756 ff.) *E. R.*

Werkzeugmaschinen und Werkzeuge.

Tiefe Bohrungen (*Rössler.*) Je tiefer eine Bohrung ist, um so schwieriger wird die Ausführung, besonders weil der Bohrer sich leichter verläuft, die Abführung der Bohrspäne erschwert wird und die Wärmeableitung von den Schneiden schwieriger von statten geht. Um das „Verlaufen" des Bohrers zu vermeiden, wird bei sehr kräftiger Bohrstange nicht wie sonst der Bohrer, sondern das Werkstück in Umdrehung versetzt und entweder der Bohrer oder das Werkstück vorgeschoben. Hierbei wirken die Schnittdrücke so, daß der Bohrer stets wieder in die Drehungsachse zurückgedrängt wird. Die Abführung der Späne erfolgt bei einem feststehenden Bohrer mittels Spülflüssigkeit. Sie tritt entweder durch den hohlen Bohrer ein oder von außen zu, und führt dann die Späne durch den Bohrer ab, der eine größere Bohrung erhält. Das Kühlhalten der Bohrerschneiden wird durch die Zuführung der Spülflüssigkeit meist in genügender Weise besorgt. Im anderen Falle muß an Stelle des gewöhnlichen Stahls für Bohrer der naturharte Stahl treten, der selbst bei starker Erwärmung seine Schnittfähigkeit behält. Nach der Bauart unterscheidet man Bohrer, welche sämtliches Material der Bohrung verspanen, sogen. Vollbohrer, und solche, die nur einen Ringzylinder verspanen, im Innern aber einen Kern stehen lassen, die sogen. Kernbohrer. Zu den ersteren gehört der Einschneidenbohrer oder Kanonenbohrer, der wegen seiner guten Führung an den Wandungen des Loches viel verwendet wird.

Die Oel- oder Spülwasserzuführung geschieht oft durch ein Röhrchen, welches in einer Nut des Bohrers liegt. Ob der Bohrer vorne spitz angeschliffen oder stumpf, d. h. mit fast senkrecht zur Achse liegender vorderer Fläche ausgeführt wird, ist für die Art der Arbeit einerlei; sehr häufig wird aber die Bohrerschneide nicht geradlinig gemacht, sondern in mehreren Stufen abgesetzt, um minder breite Späne zu erzielen. Zweischneidenbohrer findet man meist in Form der Spiral- oder Schraubenbohrer, doch kommen auch Bohrer vor, die einfach zwei gerade Nuten führen.

Gegenüber der Herstellung der Löcher auf gewöhnliche Weise, wobei das ganze Material der Bohrung verspant wird, spart man ganz erheblich an Arbeit, wenn man nur einen kreisringförmigen Körper ausbohrt und in der Mitte einen Kern

stehen läßt. Lohnend wird dies Verfahren bei einem Durchmesser von über 80 mm, da der Kern noch zu Wellen usw. weiter verwendet werden kann. Die Arbeitsersparnis wächst mit dem Lochdurchmesser; sie beträgt z. B. bei einer Bohrung von 150 mm und einer Schnittbreite von etwa 22 mm schon 50 v. H. Das einzig Schwierige liegt in der Ausführung der Bohrschneiden. Eine einzelne Schneide würde starke einseitige Drücke auf die rohrförmige Bohrstange und Verlaufen des Bohrers zur Folge haben. Bei mehreren Schneiden muß sorgfältig darauf gesehen werden, daß alle gleich stark schneiden, da sonst ebenfalls einseitige Drücke entstehen. Ein Abbrechen nur einer Schneide würde ein nötiges Zurückschleifen sämtlicher übrigen Schneiden erfordern, wenn der Bohrer mit denselben aus einem Stück ist. Sind die Schneiden eingesetzt, so ist zwar ein Neueinsetzen einer solchen schneller zu machen, doch halten bei der meist geringen Schnittbreite eingesetzte Schneiden sehr schlecht. Selbstverständlich muß der Bohrer außen mit Hilfe von Führungsleisten an der Lochwandung geführt werden, außerdem muß zwischen Wandung und Bohrer einerseits, und zwischen Bohrer und Kern andererseits so viel Raum sein, daß die Spülflüssigkeit zu und mit den Spänen abgeführt werden kann. Als Kühl- und Spülflüssigkeit empfiehlt sich Oel, welches einen ständigen Kreislauf vom Arbeitsstück durch einen Reiniger und so weiter vollführen muß; dabei wird gleichzeitig die Reibung im Loch bedeutend verringert. Oft nimmt man aber einfach Sodawasser, welches Rosten des Eisens verhindert. 34 Fig. (Zeitschrift für Werkzeugmaschinen und Werkzeug, 11. Jahrg. 1906, S. 5–6, 17–20, 47–49.) *H.*

Bücherschau.

Die kaufmännische Verwaltung einer Eisengiesserei. Betriebsbuchführung, Lohnabrechnung, Feststellung der Selbstkosten für die Produktion eines Monats, Berechnung der Selbstkosten für jedes einzelne Stück (Stückkalkulation) uud monatliche Bilanz. An Hand der üblichen Formulare und durch Beispiele erläutert. Mit Anleitung zur Herstellung von Kalkulationstabellen. Seit mehreren Jahren in Anwendung für die Eisengießerei der Firma *Ludwig Loewe & Co.*, Aktiengesellschaft, Berlin. Bearbeitet von *Hermann Winkler.* Naucksche Buchdruckerei, Berlin S. 14. 1906.

Das ist der etwas langatmige Inhalt des Titelblattes einer kleinen, 79 Seiten starken Schrift, den ich deshalb in seiner ganzen Vollständigkeit aufführe, weil damit tatsächlich eine erschöpfende Inhaltsangabe verbunden ist. Wir haben es hier mit einem Werkchen zu tun, das trotz der Unscheinbarkeit und Bescheidenheit, mit der es auftritt, als äußerst wertvoll bezeichnet werden kann. Abgesehen davon, daß jeder Spezialfachmann, der Leiter einer Eisengießerei ist, schätzenswerte Winke in großer Zahl darin finden wird, halte ich es für grundsätzlich bedeutungsvoll, daß wie hier eine Firma eine Veröffentlichung über innere Organisation in aller Ausführlichkeit gestattet; es ist damit ein Weg beschritten, von dem man nur hoffen und wünschen kann, daß ihn recht viele wandern möchten. Nur so können, wie ich das an dieser Stelle schon bei anderer Gelegenheit hervorgehoben habe, die Grundlagen geschaffen werden zu dem umfassenden Handbuch über Fabrikbuchführung im allgemeinen, das noch seines Schöpfers harrt und das von großer Bedeutung sein kann. Würde es doch mit seiner Hilfe endlich einmal möglich werden, auch auf diesem Gebiete die Erfahrungen der Gesamtheit dem einzelnen zugänglich zu machen, so daß nicht jeder von vorne anfangen muß und erst durch eigenen Schaden auf Fehler aufmerksam gemacht wird.

Friedrich Meyenberg.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Bibliothek der gesamten Technik. Achter Band. Die Feuerungen der Dampfkessel. Von *A. Dosch*, Ingenieur. Mit 88 Abb. Hannover, 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 2,20, geb. M. 2,60.

Lehrbuch der chemischen Technologie der Energien. Von *Hans von Jüptner*, O. O. Professor an der K. K. Technisehen Hochschule in Wien. 2. Band: Die chemische Technologie der mechanischen Energie. Explosivstoffe und Verbrennungsmotoren. Mit 51 Abb. Leipzig und Wien, 1906 Franz Deuticke. Preis geh. M. 5,—.

Photographische Bibliothek. Band 10. *J. Gaedicke.* Der Gummidruck. (Direkter Pigmentdruck.) Dritte erweiterte Auflage. Mit 8 Abb. und 2 Gummidrucken in Faksimile-Reproduktion. Berlin. Gustav Schmidt, vorm. Robert Oppenheim. Preis geh. M. 2,50, geb. M. 3,—.

Die Aussichten der Gasturbine. Eine eingehende Studie vom Standpunkt des Turbinenpraktikers. Von *Felix Langen*, Ingenieur, Rostock. 1906. C. J. E. Volckmann. (Volckmann & Wette.) Preis geh. M. 1,—.

Die K. K. Deutsche Technische Hochschule in Prag 1806–1906. Festschrift zur Hundertjahrfeier. Im Auftrage des Professorenkollegiums. Redigiert von Prof. Dr. techn. *Franz Stark.* Unter Mitwirkung der Professoren K. K. Hofrat Dr. *Wilhelm Gintl* und Dr. *Anton Grünwald.*

Technisches Zeichnen aus der Vorstellung mit Rücksicht auf die Herstellung in der Werkstatt. Von *Rudolf Krause*, Ingenieur. Mit 97 Abb. und 3 Tafeln. Berlin. 1906. Julius Springer. Preis geb. M. 2,—.

Das deutsche Museum von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik in München. Historische Skizze verfaßt von Dr. *Alb. Stange.* Mit einem Titelbild und 11 Abb. München und Berlin, 1906. R. Oldenbourg. Preis geh. M. 3,—.

Kraft-Kalender 1907. Ein Handbuch zum Gebrauch für Besitzer und Leiter von Kraftanlagen jeder Art, für Ingenieure, Techniker, Werkführer, Monteure, Maschinisten und Heizer. Mit einem Kalendarium für 1907, einer Eisenbahnkarte und vielen Abbildungen im Text. Bearbeitet und herausgegeben von der Redaktion der Zeitschrift „Kraft". Neunzehnter Jahrgang. Robert Teßmer, Berlin. Preis in Brieftaschenform, fein in Leder gebunden M. 2,—.

Moderne Methoden und Instrumente zur Prüfung von Textilprodukten von Professor *Samuel Marschug.* Separatabdruck aus „Zeitschrift für die gesamte Textilindustrie". IX. Jahrgang. Leipzig, 1906. L. A. Klepzig. Preis geh. M. 2,50.

Leitfaden der technisch wichtigen Kurven. Von Dr. *F. Ebner*, Oberlehrer in Einbeck. Mit 93 Abb. Leipzig, 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 4,—.

Untersuchungen über die Entlöhnungsmethoden in der deutschen Eisen- und Maschinenindustrie. Herausgegeben im Namen des Zentralvereins für das Wohl der arbeitenden Klassen von dessen Kommission: *G. Schmoller, L. Bernhard, V. Böhmert, E. Francke, Th. Harms, G. Zacher.* Heft 4. Die Arbeitsverhältnisse in einem Berliner Großbetrieb der Maschinenindustrie. Von Dr. *Heinrich Reichelt.* Heft 5: Die Entlöhnungsmethoden in der Eisenindustrie Schlesiens und Sachsens. Von *Bruno Simmersbach*, Hütteningenieur, Berlin. Berlin, 1906. Leonhard Simion Nachf.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 3. **Berlin, 19. Januar 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Versuche mit Gußeisen über den Einfluß des Kugeldurchmessers und des Druckes bei der Brinellschen Methode der Härtebestimmung.

Von **R. Malmström.**

In nahem Zusammenhang mit dem Begriff der Härte steht der Begriff der Berührung fester elastischer Körper. Die Lösung des letzten Problems verdankt man *Heinrich Hertz*[1]. Unter den Annahmen, daß die zwei sich berührenden Körper dem *Hooke*schen Gesetze gehorchen, daß ferner die Druckfläche klein ist im Verhältnis zu den Krümmungsradien der Oberflächen, berechnete *Hertz* den Zusammenhang zwischen Druck und den Abmessungen der im allgemeinen Falle elliptischen Druckfläche, sowie die Verteilung des normalen Druckes über derselben. Nehmen wir der Einfachheit halber an, daß die beiden Körper sphärisch gekrümmt sind, und bezeichnen wir den Durchmesser der in diesem Falle kreisförmigen Druckfläche mit d, sowie die Krümmungen der beiden Körperoberflächen mit ρ_1 und ρ_2, so verlangt die Theorie von *Hertz*, daß

$$d = \sqrt[3]{\frac{3\,P\,(\vartheta_1 + \vartheta_2)}{2\,(\rho_1 + \rho_2)}}.$$

Hier ist P der Gesamtdruck und

$$\vartheta = \frac{4\,(m^2 - 1)}{m^2\,E},$$

wo m die *Poisson*sche Konstante und E den Elastizitätsmodul bedeuten. Ferner ist der größte Druck in der Mitte der Druckfläche gleich dem mittleren Druck

$$\frac{P}{\frac{\pi}{4}d^2}$$

multipliziert mit $\frac{3}{2}$.

Auf dieser Grundlage wollte *Hertz* eine Definition der Härte geben, die von den Einwänden frei war, welche gegen die ältere Definition der Härte als Widerstand, den das Material dem Eindringen von Spitzen und Schneiden entgegensetzt, erhoben werden können. Diese sind, wie *Hertz* hervorhebt, folgende: erstens ist es schwer eine Spitze genau zu definieren, zweitens ist das so definierte Maß der Härte kein absolutes, da es von der Härte der angewandten Spitze abhängt, drittens ist die so ermittelte Härte nicht diejenige des Materials im ursprünglichen Zustand da bleibende Formänderungen erzeugt werden.

Der erste Einwand ist leicht dadurch zu beseitigen, daß man anstatt der Spitze, die ja nichts anderes ist als ein Körper von sehr großer Krümmung, einen Körper von ganz bestimmter Krümmung setzt z. B. eine Kugel oder Linse; die zweite dadurch, daß man diesen Körper aus demselben Material, wie den zu prüfenden Körper wählt. Um der dritten Bedingung zu genügen, wählte *Hertz* einen Zustand des Körpers, bei dem gerade noch die ursprünglichen Eigenschaften desselben erhalten bleiben, nämlich die Elastizitätsgrenze. Seine vollständige Definition lautete: Die Härte ist gleich dem Normaldruck in der Mitte einer kreisförmigen Druckfläche, bei welchem die Elastizitätsgrenze erreicht wird, also bei spröden Körpern ein Sprung, bei plastischen eine bleibende Deformation entsteht.

Die *Hertz*sche Theorie wurde von *Auerbach* eingehend geprüft.[2] Er benutzte Linsen und Platten von demselben Material. Für diesen Fall lautet die oben angegebene Formel

$$d = \sqrt[3]{\frac{3\,P\,\vartheta}{\rho}}.$$

Es muß also die Größe $\frac{P}{d^3}D$, wo D der Krümmungsdurchmesser der Linse ist, eine Materialkonstante sein. Wenn nun die Normalspannung das Ueberschreiten der Elastizitätsgrenze verursacht, so muß ihr Grenzwert und auch die damit proportionale mittlere Spannung oder die Größe $\frac{P_0}{d_0^2}$, wo P_0 und d_0 die Grenzwerte von P und d sind, ebenfalls eine Materialkonstante sein. Hieraus folgt aber, daß noch die Größen $\frac{D}{d_0}$ und $\frac{P_0}{D^2}$ nur von den Eigenschaften des Materials abhängen müssen.

Bei spröden Körpern fand *Auerbach* die Gleichung

$$\frac{P}{d^3}D = \text{konst.}$$

vollkommen bestätigt. Dagegen versagte die Theorie in dem für die Theorie der Härte wichtigsten Punkt. Es zeigte sich nämlich, daß der Druck, bezogen auf die Flächeneinheit, bei der ein Sprung eintritt, nicht von der Krümmung der Linse unabhängig war und zwar war

anstatt der Größe $\frac{P}{d_0^2}$ die Größe $\frac{P}{d_0^{3/2}}$

" " " $\frac{P_0}{D^2}$ " " $\frac{P_0}{D}$

" " " $\frac{D}{d_0}$ " " $\frac{D}{d_0^{3/2}}$

[1] Ges. Werke, Bd. I S. 155 und 174.

[2] Wied. Ann. 43, 61, 1891 und 45, 262, 1892.

und schließlich noch, wie aus der ersten und dritten folgt.

$$\frac{P_0}{d_0^2} D^{2/3} = \text{konstant.}$$

Man würde zunächst geneigt sein, die Abweichungen dadurch zu erklären, daß die in der Theorie gemachte Annahme, daß die Abmessungen der Druckfläche im Verhältnis zum Krümmungsradius klein sein müssen, bei den Versuchen nicht erfüllt waren. Dies ist aber, wie *Auerbach* zeigt, nicht der Fall. Es bleibt also nur übrig, anzunehmen, daß die größte Normalspannung nicht die entscheidende Rolle spielt. Hiermit entsteht nun die Frage: welche Größe ist für die Festigkeit (Eindringungswiderstand) eines Materials maßgebend. Leider hat man bis jetzt auf diese Frage keine bindende Antwort geben können und es bestehen infolgedessen hierüber mehrere verschiedene Ansichten. Nach einer ersten Ansicht, die eben *Hertz* als selbstverständlich ansah, spielt die größte Spannung überhaupt die entscheidende Rolle, nach einer zweiten die größte Deformation, nach einer dritten, die wohl heutzutage die meisten Anhänger hat, die Schubspannung, nach einer vierten, die neuerdings von *Mohr* aufgestellt ist, das Zusammenwirken von Normal- und Schubspannung, und schließlich ist nach einer fünften, besonders von *Voigt* vertretenen Ansicht die Festigkeit überhaupt keine Materialkonstante.

Nach den Versuchen von *Auerbach* würde man geneigt sein, der letzten Ansicht beizutreten, da aus denselben hervorgeht, daß die Härte eines Körpers von dessen Krümmung abhängig ist und somit möglicherweise die Oberflächenspannung eine Rolle spielt. In der Technik muß man sich aber, so lange die Frage nicht endgültig beantwortet worden ist, für irgend eine Ansicht entscheiden. Und so wird im Bauingenieurwesen gewöhnlich die erste, im Maschinenbau die zweite den Berechnungen zugrunde gelegt.

Für die Meßung der Härte eines spröden Körpers wird es wiederum notwendig sein, den größten Normaldruck zugrunde zu legen und eine bestimmte Krümmung zu wählen. Da die Zahlen, die man mit verschieden gekrümmten Linsen erhält, für jedes Material in einem ganz bestimmmten Verhältnis stehen, genügt das auch praktisch vollkommen.

Die Härte von plastischen Körpern wurde auch von *Auerbach* und unabhängig davon von *Föppl*[3]) untersucht. Hierbei wurde nicht einmal die Formel

$$\frac{P D}{d^3} = \text{konst.}$$

bestätigt. Die Größe $\frac{P}{d^3}$ nimmt mit wachsendem Druck stark ab. Dies rührt natürlich daher, daß schon bei kleinem Druck eine bleibende Formänderung entsteht. In einer von *Auerbach* angeführten vollständigen Versuchsreihe[4]) für Flußspath, wovon einige Zahlen in Tab. 1 wiedergegeben sind, findet man aber durch Ausrechnung des Ausdrucks $\frac{P D}{d^3}$, daß die Zahlen für zwei verschiedene Durchmesser bei abnehmendem Druck oder bei Annäherung an den Gültigkeitsbereich der Elastizitätsgrenze sich immer mehr nähern, so daß wenigstens in diesem Falle auf eine Unabhängigkeit der Größe $\frac{P D}{d^3}$ vom Durchmesser im Grenzfall bei unendlich kleinem Druck zu schließen wäre.

[3]) Baumaterialienkunde II, 177, 1897 98.

[4]) Wied. Ann. 45, S. 264, 1892.

Tabelle 1.

$D=6$			$D=20$		
P	d	$\frac{PD}{d^3}$	P	d	$\frac{PD}{d^3}$
11	2,0	8,3	11	3,0	8,2
38	3,4	5,8	38	4,8	7,0
88	5,0	4,2	138	7,9	5,4

Nach *Hertz* sollte nun die Härte definiert werden als der Druck, bei dem zuerst eine bleibende Formänderung eintritt. Dieser Druck ist aber fast unmöglich zu beobachten, hängt insbesondere von der Empfindlichkeit der Methode ab, wenn eine solche scharfe Grenze bei plastischen Körpern überhaupt besteht. Dagegen fanden *Auerbach* und *Föppl*, daß bei größerem Druck der Druck f. d. Flächeneinheit konstant bleibt, und schlagen vor, diese Größe als Maß der Härte anzusehen. Es zeigte sich auch hier, daß die so definierte Härtezahl von der Krümmung abhing, indem nicht die Größe $\frac{P}{\frac{1}{4}\pi d^2}$ sondern $\frac{P D^{1/3}}{\frac{1}{4}\pi d^2}$ konstant war.

Bei späteren Versuchen (mit Messing),[5]) wobei das gleich zu beschreibende Verfahren mit gekreuzten Zylindern verwendet wurde, fand *Föppl* die Gleichungen

$$\frac{P D^{1/3}}{d^2} = \text{konst. und } \frac{P}{d^2} = \text{konst.}$$

nicht mehr bestätigt. Die Größe $\frac{P}{d^2}$ nahm vielmehr mit wachsendem Druck (besonders stark bei kleinem Zylinderdurchmesser) stetig zu und für die Abhängigkeit der Härtezahl H von der Druckfläche f und dem Zylinderquerschnitt F wurde die Beziehung

$$H = k\left(\frac{f}{F}\right)^m$$

aus den Versuchen abgeleitet. Hier ist die Konstante k von D unabhängig, während der Exponent m mit wachsendem D abnimmt. Infolgedessen wird bei größeren Durchmessern der Ausdruck $\left(\frac{f}{F}\right)^m$ sich immer mehr der Zahl 1 nähern, so daß die Härte sich ziemlich unabhängig vom Druck und Zylinderdurchmesser erweisen wird.

Man wird also gezwungen sein, für die Bestimmung der Härte plastischer Körper zu einer Methode zu greifen, die wenigstens mit den dritten von *Hertz* hervorgehobenen Uebelständen behaftet ist und um vergleichbare Zahlen zu erhalten, Probekörper von einem bestimmten Normaldurchmesser zu verwenden. Eine solche für Metalle sehr geeignete Methode ist von *Föppl* vorgeschlagen und von *Schwerd* geprüft worden.[6]) Zwei zylindrisch abgedrehte Stäbe aus dem zu prüfenden Material werden kreuzweise gegeneinander gedrückt und die Durchmesser der Druckfläche gemessen. Der mittlere Druck in kg/qmm wird als Härtezahl genommen. Als Normaldurchmesser der Zylinder wird 40 mm vorgeschlagen.

In der letzten Zeit hat *Brinell*[7]) ein anderes Verfahren in Vorschlag gebracht. *Brinell* benutzt immer eine Gußstahlkugel ($D = 10$ mm) die gegen eine ebene Fläche des zu prüfenden Materials gedrückt wird. Diese Methode

[5]) Mitteilungen aus dem Mech.-techn. Laboratorium der k. techn. Hochschule zu München, Heft 28 1902.

[6]) Mitteilungen aus dem mechan.-techn. Laboratorium der k. techn. Hochschule zu München, Heft 25, 1897.

[7]) Baumaterialienkunde 1900 u. D. p. J. 1905, Bd. **320**, S. 280.

kann also nicht einmal gegen den zweiten der von *Hertz* erhobenen Einwände verteidigt werden. Sie hat vor der alten Methode nur den Vorzug, daß ein Körper vom bestimmten Krümmungsradius benutzt wird. Bei der Berechnung der Druckfläche wird die Kugel als starr angesehen und die Druckfläche als die dem Durchmesser des Kugeleindrucks entsprechende Kugelkalotte angesehen. Diese Voraussetzung wird wohl bei Prüfung härterer Körper nicht erfüllt sein.

Daß die Methode trotzdem große Verbreitung gefunden hat, rührt wohl daher, daß sie die praktisch einfachste und für technische Zwecke genau genug ist, daß ferner nach dieser Methode auch fertige Maschinenteile in Bezug auf Härte und Gleichmäßigkeit geprüft werden können und daß schließlich eine Beziehung zwischen der Härtezahl und der Zugfestigkeit vorhanden zu sein scheint.

Im folgenden sollen einige Versuche beschrieben werden, die ich auf Anregung von Herrn Prof. Dr. *Eugen Meyer* im Festigkeistlaboratorium der technischen Hochschule zu Charlottenburg zur Prüfung dieser Methode angestellt habe. Es sollten ursprünglich Versuche mit mehreren verschiedenen Materialien unternommen werden, jedoch reichte die Zeit, die uns zur Verfügung stand, nicht aus um sie durchzuführen. Statt dessen wurden eingehendere Versuche über den Einfluß des Kugeldurchmessers und des Druckes auf die Härte des Gußeisens gemacht, welche Versuche, da das Gußeisen in seinen elastischen Eigenschaften eine Sonderstellung einnimmt, einiges Interesse bieten dürfte.

Die Kugeln von den Durchmessern 5, 7,5, 10, 15 und 20 mm waren von der Firma *Ludwig Loewe* bezogen.

Die Kugeleindrücke wurden in einer *Pohlmeyer*-Maschine für 50 t ausgeführt. Jede ganze Umdrehung des Lastzeigers entsprach 10 t und ein Teilstrich der Skala 20 kg, so daß noch 2 kg geschätzt werden konnten. Der Druck wurde immer ganz langsam erhöht und dann 5 Min. konstant gehalten.

Das verwendete Gußeisen war normaler Maschinenguß und besaß im Mittel 1200 kg/qcm Festigkeit. Die Druckflächen wurden gehobelt und geschlichtet. Die Platten waren etwa 120 mm lang, 50 mm breit und 30 mm hoch. Zur Führung für die Kugeln wurde jede Platte mit einem Pappdeckel bedeckt, der mit Löcher von etwas kleinerem Durchmesser als derjenige der Kugeln versehen war.

Die Messung der Durchmesser der Eindrücke geschah mit einem kleinen Komparatur der Firma *Carl Zeiss*, Jena. Die Durchmesser wurden immer in zwei gegeneinander senkrechten Richtungen gemessen, in jeder Richtung wenigstens zweimal und aus beiden das Mittel genommen.

Erste Versuchsreihe.

Abmessungen der Platte: Länge 120, Breite 52, Höhe 27 mm. Verwendete Kugeln: 5, 7,5 und 10 mm Durchmesser.

Die Kugeleindrücke wurden zu zwei Reihen in 17,5 mm Abstand vom Rande angebracht und zwar in der Reihenfolge: 5 mm Kugel in der ersten Reihe, 7,5 in der zweiten, 10 in der ersten, dann wieder 5 in der zweiten usw. Der Abstand zwischen zwei Eindrücken in einer Reihe war 34,5 mm, derjenige zwischen zwei benachbarten in den beiden Reihen 25 mm. Die Versuchsergebnisse sind in Tab. 2 zusammengestellt. Hier bedeuten d_1 und d_2 die Durchmesser der an den zwei verschiedenen Stellen der Platte, mit derselben Kugel und mit demselben Druck erhaltenen Eindrücke. Aus beiden ist das Mittel genommen und hieraus die Druckfläche f berechnet.*)

*) Streng genommen müßte man erst aus den beiden Flächen das Mittel nehmen. Da aber die Unterschiede zwischen d_1 und d_2 nur bei der 7,5 mm Kugel bemerkenswert waren, so ist einfach das Mittel aus den Durchmessern genommen.

Tabelle 2.

Reihe	Kugel-durch-messer	Belastung P kg	Kugeleindruck Durchmesser mm d_1	d_2	Mittel	Fläche f qmm	$\frac{\Delta P}{\Delta f}$	Härtezahl $H=\frac{P}{f}$
Ia	5	500	$2,04_2$	$2,04_5$	$2,04_4$	$3,42_9$	145,8	145,8
		1000	$2,80_2$	$2,81_4$	$2,80_8$	6,78	149,0	147,5
Ib	7,5	500	$2,13_4$	$2,11_3$	$2,12_4$	$3,62_4$	137,9	137,9
		1000	$2,93_8$	$2,89_5$	$2,91_6$	6.95	150,2	143,9
		1500	$3,52_9$	$3,49_5$	$3,51_2$	10,28	150,2	145,9
		2000	$4,05_1$	$3,99_8$	$4,02_5$	13,80	142,0	144,9
Ic	10	500	$2,20_2$	$2,19_6$	$2,19_9$	$3,84_9$	129,9	129,9
		1000	$3,01_9$	$3,02_2$	$3,02_1$	$7,33_7$	143,4	136,2
		1500	$3,62_1$	$3,60_8$	$3,61_5$	$10,6_2$	152,4	141,2
		2000	$4,13_1$	$4,12_9$	$4,13_0$	$14,0_1$	147,4	142,7
		2500	$4,58_8$	$4,56_3$	$4,57_0$	$17,4_1$	147,1	143,6
		3000	$4,94_8$	$4,95_2$	$4,95_0$	$20,6_0$	156,7	145,6

Die den Tabellen entsprechenden Kurven (s. Fig. 1).

Zweite Versuchsreihe.

Durchmesser der Kugeln: 10, 15 und 20 mm.

Abmessungen der Platte: Länge 120, Breite 50, Höhe 29 mm.

Da hierbei größere Pressungen verwendet werden mußten als bei Reihe I, so wurde der Abstand zwischen den Eindrücken größer gewählt. Die letzteren wurden nämlich in einer Reihe in der Mitte der Platte angeordnet und zwar die 10 mm-Kugel 20 mm, die 15 mm-Kugel 25 mm vom Rande und die 20 mm-Kugel in der Mitte zwischen beiden auf 40 mm Abstand.

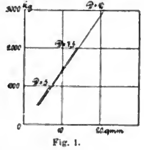


Fig. 1.

Wenn die Härte dieser Platte dieselbe gewesen wäre, wie die der ersten, so hätte man jetzt eine vollständige Reihe mit den Kugeln 5, 7,5, 10, 12, 20 gehabt. Da dies indessen nicht der Fall war, wurde nachträglich mit

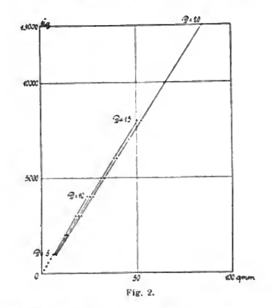


Fig. 2.

der 5 mm-Kugel in einem Abstand von etwa 20 mm von der 10 und 15 mm-Kugel gedrückt um eine Reihe mit vier Kugeln zu gewinnen. Die Versuchsergebnisse sind in der Tabelle 3, die entsprechenden Kurven in Fig. 2 dargestellt.

Tabelle 3.

Reihe	Kugeldurchmesser mm	Belastung P kg	Kugeleindruck Mittlerer Durchm. mm	Kugeleindruck Fläche f qmm	$\frac{\Delta P}{\Delta f}$	Härtezahl $H = \frac{P}{f}$
II a	5	200	$1{,}22_4$	$1{,}19_5$	167,3	167,3
		400	$1{,}70_8$	$2{,}36_4$	171,1	169,2
		600	$2{,}04_7$	$3{,}44_2$	185,5	174,3
		800	$2{,}34_7$	$4{,}59_5$	173,5	174,1
		1000	$2{,}60_7$	$5{,}76_2$	171,4	173,6
II b	10	1000	$2{,}84_4$	$6{,}4_0$	154,1	154,1
		2005	$3{,}86_3$	$12{,}1_0$	176,3	164,5
		3006	$4{,}64_7$	$17{,}9_0$	172,6	167,1
		4000	$5{,}32_4$	$24{,}1_1$	162,4	165,9
II c	15	1000	$3{,}04_0$	$7{,}3_5$	136,1	136,1
		2008	$4{,}08_9$	$13{,}3_9$	166,9	150,0
		3008	$4{,}92_2$	$19{,}5_8$	161,6	153,6
		4000	$5{,}59_7$	$25{,}5_2$	167,0	156,7
		5000	$6{,}23_6$	$31{,}9_9$	154,6	156,3
		6000	$6{,}77_1$	$38{,}0_6$	164,7	157,6
		8000	$7{,}73_0$	$50{,}6_0$	159,5	158,1
II d	20	1000	$3{,}06_3$	$7{,}4_6$	134,0	134,0
		2010	$4{,}21_6$	$14{,}1_4$	151,2	142,1
		3002	$5{,}07_5$	$20{,}6_1$	153,3	149,6
		4000	$5{,}80_4$	$27{,}0_2$	155,7	148,0
		5000	$6{,}41_7$	$33{,}2_2$	161,3	150,5
		6000	$6{,}99_3$	$39{,}7_1$	154,1	151,1
		7000	$7{,}51_4$	$46{,}0_0$	159,0	152,2
		8000	$8{,}00_0$	$52{,}4_6$	154,8	152,5
		10000	$8{,}86_7$	$65{,}1_5$	157,5	153,5
		13000	$10{,}02_7$	$84{,}5_7$	154,6	153,7

Dritte Versuchsreihe.

Durchmesser der Kugeln: 5, 10, 15, 20 mm.
Dimensionen der Platte: 122, 51, 28,5 mm.

Die Eindrücke wurden wieder in zwei Reihen jede in 17,5 mm Abstand vom Rande angeordnet und zwar in der ersten Reihe die 5 mm-Kugel 17,5 mm vom Ende

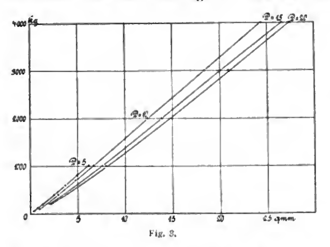


Fig. 3.

der Platte und 58 mm davon die 15 mm-Kugel, in der zweiten Reihe die 10 mm-Kugel 17,5 mm vom anderen Ende der Platte und 58 mm davon die 20 mm-Kugel. Der Abstand zwischen 15 und 20 mm-Kugel war dann 34 mm. Die Ergebnisse finden sich in Tab. 4 und der Fig. 3.

Besprechung der Versuchsergebnisse.

Die den ersten zwei Versuchsreihen entsprechenden Kurven sind, wie aus den Figuren ersichtlich sehr nahe gerade Linien, die die Abszissenachse in der Nähe des Nullpunktes schneiden. Ihre Gleichungen würden also die Form haben

$$P = af - b.$$

Tabelle 4.

Reihe	Kugeldurchmesser mm	Belastung P kg	Kugeleindruck Mittlerer Durchm. mm	Kugeleindruck Fläche f qmm	$\frac{\Delta P}{\Delta f}$	Härtezahl $H = \frac{P}{f}$
III a	5	60	$0{,}74_6$	$0{,}44_0$	136,3	136,3
		120	$1{,}02_4$	$0{,}83_3$	152,7	144,1
		200	$1{,}30_5$	$1{,}36_3$	150,9	146,7
		400	$1{,}77_0$	$2{,}54_3$	169,5	157,3
		600	$2{,}10_8$	$3{,}65_9$	179,2	164,0
		810	$2{,}42_5$	$4{,}93_0$	165,2	164,3
		1010	$2{,}69_2$	6,18	160,1	163,4
III b	10	100	$1{,}09_8$	$0{,}94_0$	105,3	105,3
		400	$1{,}93_2$	2,96	149,3	135,1
		700	$2{,}45_5$	4,82	161,3	145,1
		1000	$2{,}88_2$	6,67	162,1	149,9
		2000	$3{,}89_5$	12,41	174,2	161,0
		3000	$4{,}70_1$	18,44	165,8	162,6
		4000	5,34[illegible]	24,33	169,8	164,4
III c	15	200	$1{,}59_2$	2,00	100,0	100,0
		600	$2{,}48_8$	4,88	138,9	123,0
		1000	$3{,}09_7$	7,62	146,0	131,2
		2000	$4{,}16_6$	13,90	159,2	143,9
		3000	$4{,}98_2$	20,05	162,6	149,7
		4000	$5{,}70_4$	26,51	154,8	150,8
III d	20	200	$1{,}62_2$	2,14	93,5	93,5
		600	$2{,}59_3$	5,32	125,8	112,7
		1000	$3{,}18_4$	8,02	148,1	124,7
		2000	$4{,}33_1$	14,87	146,0	134,5
		3000	$5{,}11_6$	20,92	165,3	143,5
		4000	$5{,}83_2$	27,31	156,5	146,4

Selbstverständlich müssen aber die Kurven in der Wirklichkeit durch den Nullpunkt gehen, und um hierfür einen experimentellen Nachweis zu haben, wurde die dritte Versuchsreihe gemacht. Wie man sieht, ist dieses auch der Fall. Die bei größeren Drucken geraden Linien biegen in der Nähe des Nullpunktes um und nähern sich demselben immer mehr. Hiernach würden also die Kurven etwa als Hyperbeln aufzufassen sein mit den Asymptoten $P = af - b$, und man könnte sie durch die Gleichung

$$P = af - \frac{bf}{c + f}$$

darstellen. Diese Gleichung stellt eine Hyperbel dar, die durch den Nullpunkt geht und deren andere Asymptote der Ordinate parallel ist. Da indessen der Verlauf in der Nähe des Nullpunktes für die Bestimmung der Härte belanglos ist, so wird man sich mit der Gleichung der geraden Linie begnügen können. Hieraus würde man denn für den Druck auf der Flächeneinheit oder die Härte den Ausdruck

$$H = a - \frac{b}{f}$$

erhalten, und die Härte würde dann als der konstante Grenzwert für große Druckflächen, d. h. durch die Konstante a zu definieren sein. Berechnet man so aus der ersten Versuchsreihe nach der Methode der kleinsten Quadrate die beiden Konstanten a und b, so erhält man folgende Werte:

$D =$	5	7,5	10
$a =$	149,3	147,6	150,0
$b =$	11,9	28,5	98,8

Aus der zweiten Reihe erhält man wieder, wenn für die 20 mm-Kugel die Drucke 4000—13000, für die 15 mm-Kugel 3000—8000, 10 mm-Kugel 1000—4000 und 5 mm-Kugel 200—1000 genommen werden

$D =$	5	10	15	20
$a =$	176,0	170,6	160,6	156,1
$b =$	11,2	90,6	123,5	194,7

Die Konstante b ist in beiden Fällen ziemlich gleich, obwohl die Härte verschieden ist, was ja auch ein Zufall sein kann. Sie wächst rasch mit dem Kugeldurchmesser, jedenfalls rascher als die zweite Potenz desselben. Die Konstante a, welche also die Härte darstellen sollte, ist in der ersten Reihe so gut wie unabhängig vom Kugeldurchmesser, im zweiten Falle nimmt sie deutlich aber langsam mit wachsendem Durchmesser ab. Dies tritt auch deutlich in den Kurven zum Vorschein; in Fig. 1 sind sie nahezu parallel, in Fig. 2 nicht. Auch bei der dritten Platte, die weicher war als die zweite, tritt diese Erscheinung deutlich zu Tage. Hier sind einerseits die mit 5 und 10, andererseits die mit 15 und 20 mm-Kugeln erhaltenen Kurven parallel. Daß es alle nicht sind, beruht wohl auf Ungleichmäßigkeit der Platte. Von einer Beziehung $H\sqrt[3]{D} =$ konst., wie sie *Auerbach* bei seinen Versuchen gefunden hat, ist also hier in Uebereinstimmung mit den späteren Versuchen von *Föppl* keine Rede. Je weicher das Material desto weniger hängt die Härte von dem Kugeldurchmesser ab.

Es ist aber auch möglich, daß der geradlinige Verlauf der Kurve nur in erster Annäherung gilt. Betrachtet man nämlich in den Tabellen die Größe $\frac{\Delta P}{\Delta f}$, so sieht man, daß sie, abgesehen von den unregelmäßigen Schwankungen bei größeren P doch deutlich abnimmt. Hiernach würde der Verlauf in der Wirklichkeit etwas komplizierter sein, indem die Kurve zuerst langsam, dann schnell und dann wieder langsamer steigt, um schließlich möglicherweise, da die Größe $H = \frac{P}{f}$ ziemlich konstant bleibt, in eine Gerade überzugehen, die durch den Nullpunkt selbst geht. Man hätte dann die Härte nicht durch die Konstante a, sondern durch den Einheitsdruck $\frac{P}{f}$ selbst zu definieren, wie es auch *Auerbach* und *Föppl* getan haben. Für die so definierte Härte gilt natürlich dasselbe, was oben von der Konstante a gesagt wurde.

Eine Beziehung zwischen Härte und Kugeldurchmesser, die von den Eigenschaften des Stoffes unabhängig wäre, scheint also nicht vorhanden zu sein. Dagegen geht aus den Versuchen deutlich hervor, daß diese Abhängigkeit desto unmerkbarer wird, je weicher das Material ist. Bei ganz plastischen Stoffen, wie beispielsweise Kupfer und Blei würde vermutlich die nach der *Brinell*schen Methode bestimmte Härte sich von dem Kugeldurchmesser ganz unabhängig erweisen.

Die Entwicklung der Steinkohlengaserzeuger für den Hüttenbetrieb.

Von Ingenieur **Gille.**

(Fortsetzung von S. 22 d. Bd.)

Als guter Gaserzeuger wird mit Recht der Hochofen angesehen, und es hat auch nicht an Versuchen gefehlt, die Form und Betriebsweise desselben auf den Steinkohlengaserzeuger zu übertragen, indem die Luft durch eine Anzahl auf dem Umfang des Schachtes verteilte Düsen eingeblasen und die Schlacke durch Zuschlag von Kalkstein verflüssigt wurde. Es zeigte sich jedoch, das die Ausmauerung von der flüssigen Schlacke stark angegriffen wurde, ein Uebelstand, dem durch Verwendung geeigneter Steine und durch gute Kühlung abzuhelfen gewesen wäre. Ein größeres Hindernis für diese Betriebsweise bildeten aber die im Vergleich zu anderen Gaserzeugern höheren Erzeugungskosten des Gases, welche teilweise durch die infolge der Flüssigmachung der Schlacke herbeigeführten größeren Wärmeverluste, teilweise durch den Kalksteinzuschlag verursacht wurden und welche durch die vollständige Ausnutzung des Brennstoffs und die einfachere Bedienung nicht aufgewogen werden konnten. Bei der Mischgaserzeugung überdies würde wohl auch die Temperatur im Generator nicht hoch genug sein, um die Schlacke in den flüssigen Zustand überzuführen.

Fig. 14.

Gleichwohl ist die Hochofenform des Gaserzeugers erhalten geblieben, wie aus Fig. 14 und 15 ersichtlich. Diese Gaserzeuger, besonders in der letzteren Ausführungsform, haben hauptsächlich auf oberschlesischen Hüttenwerken Eingang gefunden. Sie sind für die Vergasung nicht backender Kohle vorzüglich geeignet. Bei dem Generator (Fig. 14) wird das Luftdampfgemisch durch vier wassergekühlte Formen, welche ein wenig in den Schacht hineinreichen, eingeblasen. Die Asche wird durch mehrere unterhalb der Düsen befindliche und durch Türen verschließbare Oeffnungen entfernt. Zur Erleichterung des Ascheziehens ist der Boden kegelförmig ausgebildet.

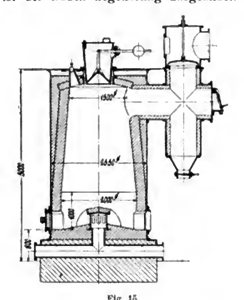


Fig. 15.

Der in Fig. 15 dargestellte Gaserzeuger unterscheidet sich von dem vorigen hauptsächlich durch die Zuführung des Windes, welcher in der Mitte eingeblasen und durch eine Anzahl seitlich austretender Schlitze verteilt wird. Die Haube des Windverteilungskastens ist zum Schutz gegen Verbrennen mit feuerfesten Steinen übermauert. Die Windleitung ist so eingerichtet, daß hineinfallende Ascheteilchen nach Abschrauben eines Flansches entfernt werden können.

Um den Aufenthalt auf der Bühne angenehmer zu machen, ist bei diesem Gaserzeuger zwischen dem Schachtgewölbe und der Abdeckplatte ein leerer Raum geschaffen, indem oberhalb des Gewölbes I-Eisen eingelegt sind, welche an dem Schachtmantel befestigt sind und die Abdeckung tragen.

Der Fülltrichter besteht aus einem Stück, der Verschlußkegel ist an einem Doppelhebel aufgehängt, dessen Lagerung ihrer Einfachheit wegen bemerkenswert ist. Den oberen Fülltrichterverschluß bildet eine wagerecht drehbare Platte, welche in ausgeschwenktem Zustande von einem an dem Fülltrichter gelagerten Dreharm unterstützt wird. Diese Generatoren werden häufig in der in der Abbildung angegebenen Weise mit Staubsäcken ausgerüstet. Ein Erzeuger vergast in 24 Stunden 12—15000 kg Steinkohle. Die Zusammensetzung des Gases weicht bei gleicher Betriebsweise von demjenigen in den Korbrostgeneratoren erzeugten nicht wesentlich ab, doch ist die Ausnutzung des Brennstoffs eine bessere.

So einfach die letztbeschriebenen Gaserzeuger sind, so teilen sie doch mit den früher erwähnten den großen Uebelstand, daß bei Entfernung der Asche der Betrieb unterbrochen werden muß. Es galt daher eine Konstruktion ausfindig zu machen, welche einen ununterbrochenen Betrieb gestattet. Der Amerikaner *Taylor* läßt zu diesem Zweck die Brennmaterialsäule auf einem drehbaren Teller ruhen, so daß die Asche jederzeit über den Rand desselben befördert werden kann und in einen geschlossenen Aschenfall stürzt, aus welchem sie bei Gelegenheit entfernt wird. Eine einfachere Lösung der Aufgabe ist dadurch erzielt worden, daß man den unteren Abschluß des Gaserzeugers als Wasserverschluß ausbildete, indem man die Verlängerung des Schachtmantels in ein mit Wasser gefülltes Becken tauchen ließ. Der Brennstoff ruht dabei auf einer Aschenschicht, welche bis zu einer gewißen Höhe über dem Wasserspiegel reicht. Die Asche wird unter dem Rand des Schachtmantels her entfernt. Diese Anordnung gewährt noch den Vorteil, daß die in der Asche enthaltenen Wärmemengen, welche sonst unausgenutzt verloren gehen, zur Erzeugung von Wasserdampf herangezogen werden. Die Zahl derartiger Gaserzeuger ist so groß, daß es zu weit führen würde, sie sämtlich zu beschreiben, daher seien nur einige typische Vertreter hervorgehoben.

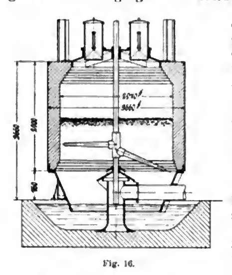


Fig. 16.

Zunächst der in Fig. 16 dargestellte *Fraser-Talbot*-Gaserzeuger, bemerkenswert durch seine selbsttätige Schürvorrichtung. Der Schachtmantel ist an vier Säulen angenietet. Der in das Wasserbecken hineinreichende Teil des Gaserzeugers wird von einer gußeisernen stumpfkegelförmigen Glocke gebildet, welche an dem wagerechten Schenkel eines an dem Schachtmantel angenieteten Winkeleisens befestigt ist. Dieser Winkelring trägt auch die feuerfeste Auskleidung. Die Zuführung der Luft erfolgt in der Mitte durch zwei übereinanderliegende gußeiserne Hauben. Die Luft, welche von einem Dampfstrahlgebläse eingeblasen wird, hat, ehe sie mit dem Brennstoff in Berührung kommt, die in der Glocke angehäufte Aschenschicht zu durchstreichen, wobei sie den aus dem Becken aufsteigenden Wasserdampf aufnimmt und sich gleichzeitig erwärmt.

Durch die Deckplatte des Generators ist eine in der Windhaube gelagerte hohle Welle geführt, welche zwei bis nahe an die Ausmauerung reichende Arme trägt, einen wagerechten und einen schräg nach unten geneigten. Welle und Arme sind mit Wasserkühlung versehen. Ein 10 PS-Elektromotor mit entsprechendem Vorgelege oder ein hydraulisch betriebener Apparat setzt die Arme in langsame Drehung und läßt sie gleichzeitig eine auf- und niedergehende Bewegung machen. Hierdurch wird die Kohle aufgelockert und gleichmäßig verteilt, die Bildung von Luftkanälen und großen Schlackenklumpen vollständig verhindert. Der Antrieb, der in der Figur nicht eingezeichnet ist, befindet sich auf einer Bühne über dem Gaserzeuger, welche von den am Schachtmantel angenieteten Säulen getragen wird. Die senkrechte Welle ist geteilt und die Teile durch eine elastische Kupplung verbunden zu dem Zweck, bei größeren Widerständen, welche einen Bruch der Arme herbeiführen könnten, diesen die Möglichkeit zu geben auszuweichen. Die Kohle wird durch zwei seitlich von der senkrechten Welle stehende Fülltrichter aufgegeben. In der Abdeckplatte sind noch einige Stochlöcher angebracht, welche allerdings mehr zum Beobachten als zum Schüren dienen.

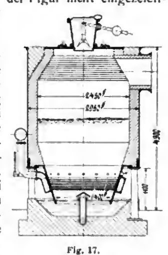


Fig. 17.

Die selbsttätige Schürvorrichtung, so zweckmäßig sie sein mag, ist eine unerwünschte Komplikation und gibt leicht zu Betriebsstörungen Veranlassung. Sie ist aus diesem Grunde von späteren Konstrukteuren auch nicht mehr angewandt worden.

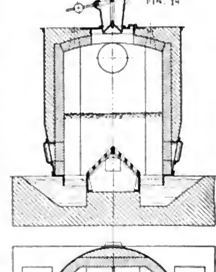


Fig. 18.

Der *Fraser-Talbot*-Generator ist amerikanischen Ursprungs, ebenfalls der in Fig. 17 dargestellte *Forter*-Generator. Der Mantel dieses Gaserzeugers ist an einem von vier Säulen unterstützten gußeisernen Tragring befestigt, in welchen auch die den unteren Abschluß vermittelnde Aschenglocke eingehängt ist. Die Luft wird der gleichmäßigen Verteilung wegen sowohl in der Mitte als auch auf dem Umfang des Schachtes eingeblasen. Zu letzterem Zweck ist der mittlere Teil der Aschenglocke als Windkasten ausgebildet, der nach innen mit Rostplatten ausgesetzt ist. Das Auswechseln der Rostplatten erfolgt durch Türen im Windkasten. Um das Entfernen größerer Schlackenklumpen zu erleichtern, ist oberhalb des Windkastens eine Anzahl durch Stopfen verschließ-

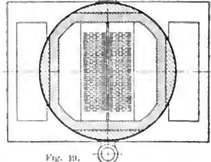
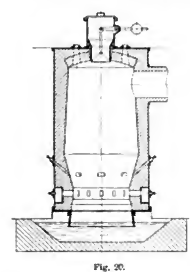


Fig. 19.

barer Schürlöcher angebracht. Die Stochlochverschlüsse auf der Abdeckplatte sind als Scharnierdeckel ausgebildet und werden mit dem Fuße geöffnet. Ein *Forter*-Generator von der in der Figur angegebenen Größe vergast in 24 Stunden etwa 9000 kg Steinkohle.

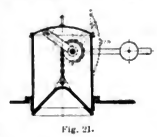
In Fig. 18 und 19 ist der in England und Amerika sehr verbreitete *Duff*-Gaserzeuger abgebildet, der durch Vermittlung der Firma *Schmidt & Desgraz*, Hannover, auch in Deutschland Aufnahme gefunden hat. Seine Eigentümlichkeit besteht in einem die ganze Breite des Schachtes einnehmenden dachartigen Rostkasten, dessen obere Wände von einer Menge schmaler Spalten durchbrochen werden. Auf der einen Seite dieses Kastens wird das Dampfluftgemisch eingeblasen, während die andere Seite mit einer Oeffnung versehen ist, durch welche die durch die Schlitze fallenden Ascheteilchen entfernt werden. Der unten auf zwei Seiten abgeflachte Schachtmantel und die Ausmauerung ruhen auf zwei kräftigen Winkeleisen, deren senkrechte Schenkel in das rechteckige Wasserbecken tauchen. In den abgeschrägten Mantelflächen sind Ausräumöffnungen angeordnet, welche jedoch während des Betriebes vermauert sind. Der Querschnitt des Schachtes ist quadratisch mit stark gebrochenen Ecken, die Wände fallen senkrecht ab. Der Fülltrichter zeigt eine eigenartige Ausbildung des Hebels für das Gegengewicht der Verschlußplatte, welche gestattet, das Gewicht bis auf die Platte umzulegen, auf diese Weise einen dichten Verschluß gewährleistend. Die Schütthöhe im *Duff*-Generator beträgt je nach der Kohlenart 800 bis 1200 mm. Die *Duff*-Generatoren werden in den verschiedensten Abmessungen ausgeführt, ihre Leistungsfähigkeit beträgt bei 3 m lichten Durchmesser etwa 12000 kg Kohle in 24 Stunden.


Fig. 20.

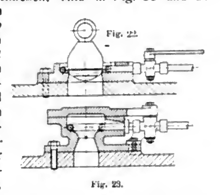
Ein Gaserzeuger mit unterem Wasserverschluß deutschen Ursprungs zeigt Fig. 20, eine Konstruktion von *Schlüter*, Witten. Der im Profil an den Hochofen erinnernde Schacht des *Schlüter*-Generators ist rund und ruht mit einem Tragring über einem viereckigen Wasserbecken. Zwei Wände dieses Beckens sind hochgemauert und dienen als Auflager für den Tragring. Auf den beiden anderen Seiten wird der Abschluß durch zwei gerade Platten bewirkt, welche an unteren Rippen des Tragrings befestigt sind. Die Luft tritt zunächst in einen an der Innenseite des Schachtmantels anschließenden Kasten von rechteckigem Querschnitt ein und gelangt von hier aus durch eine Anzahl rechteckiger Schlitze in den Schacht. Um ein Durchdringen der Luft bis zur Mitte der Kohlensäule zu ermöglichen, ist der Schacht an dieser Stelle stark zusammengezogen. Die Luft wird unmittelbar in die glühende Brennstoffschicht eingeblasen, und arbeitet infolgedessen der *Schlüter*-Generator mit geringerer Windpressung als andere Gaserzeuger. Die Gefahr, daß bei dieser Betriebsweise die Schlacke rings um die Winddüsen an der Ausmauerung anbacken würde, liegt nicht vor, da gerade diese Stellen von dem Windkasten aus gut gekühlt werden. Das Reinigen der Düsen erfolgt durch Oeffnungen im Blechmantel, welche durch Stopfen verschlossen sind, das Röstern durch eine Anzahl schräg nach unten verlaufender Stochlöcher, welche oberhalb des Windkastens angeordnet sind.

Zu der Gruppe der letzterwähnten Gaserzeuger gehört auch der neuerdings in Deutschland eingeführte *Morgan*-Generator, der jedoch später in Verbindung mit den selbsttätigen Beschickungsvorrichtungen beschrieben werden soll, ferner der wegen einer besonderen Betriebsweise interessierende *Mond*-Gaserzeuger. Aus dem in diesem Generator erzeugten Gas wird das Ammoniak gewonnen; um ein Zerfallen desselben beim Entstehen zu verhindern, wird der Gaserzeuger sehr kalt betrieben, zu welchem Zweck der Luft sehr große Mengen Wasserdampf zugesetzt werden, bis zu $2^1/_2$ kg f. d. kg Kohle. Der Wasserdampf wird in sehr vollkommener Weise durch die Eigenwärme des Gases erzeugt, die Ausbeute an Ammoniak soll beinahe die gesamten Gaserzeugungskosten decken. Trotzdem hat das *Mond*sche Verfahren in Hüttenwerken nur wenig Eingang gefunden, da der Betrieb mit zu großen Umständlichkeiten verbunden ist. Welchen Einfluß der hohe Wasserdampfzusatz auf die Gasbildung hat, zeigt nachstehende Analyse, welche die Zusammensetzung in Vol. v. H. angibt: CO_2 — 16,5, CO — 11, CH_4 — 2, H — 27,5, N — 43 mit einem unteren Heizwert von 1210 WE f. d. cbm. Das Gas ist wegen des hohen Wasserstoffgehaltes für hüttenmännische Zwecke nicht besonders geeignet.

Von Neuerungen, welche den Betrieb von Gaserzeugern betreffen, sind noch verschiedene zu erwähnen, zunächst der in Fig. 21 dargestellte Fülltrichter des Amerikaners *Swindell*. Der Verschlußkegel ist an einer Kette aufgehängt und diese an einer Rolle befestigt, deren Welle quer durch den Trichter geht und in den Trichterwänden gelagert ist. Auf dieser Welle ist außerhalb des Trichters der Hebel mit dem Gegengewicht aufgekeilt. Diese Aufhängung ermöglicht eine senkrechte Bewegung des Trichters und leistet Gewähr für einen dichten Verschluß. Der Fülltrichterdeckel ist an der Welle mit zwei lose drehbaren Hebeln angelenkt. In geöffnetem Zustande nimmt der Deckel die in punktierten Linien in der Figur eingetragene Stellung ein.


Fig. 21.

Stochlochverschlüsse, welche Gasverluste beim Schüren vollkommen ausschließen, sind in Fig. 22 und 23 abgebildet. Sie werden von der Firma *Daugo & Dienenthal* in Siegen hergestellt. In Fig. 22 wird das Stochloch von einer mit einem Handgriff versehenen Kugel geschlossen. Rings um dasselbe liegt eine kleine Dampfleitung, in welche eine Anzahl Löcher von geringem Durchmesser eingebohrt sind, deren Mittellinien sich in einem schräg nach unten gerichteten Winkel schneiden.


Fig. 22.
Fig. 23.

Der Hahn in der Dampfleitung wird geöffnet, ehe die Kugel abgehoben wird, so daß sich über der Stochöffnung ein Dampfschleier legt, der das Austreten von Gas vollständig verhindert. Der Dampf tritt in den Gaserzeuger und vermischt sich mit den Heizgasen. Die in Fig. 23 abgebildete Konstruktion, welche auf demselben Grundsatz wie die vorige beruht, hat gegenüber dieser den Vorteil, daß beim Drehen des Verschlußdeckels gleichzeitig der Dampfhahn geöffnet wird, so daß ein Nichtgebrauch desselben aus Bequemlichkeit oder Nachlässigkeit nicht zu befürchten ist.

Die bisher erörterten Aufgebevorrichtungen lassen nur ein periodisches Beschicken der Gaserzeuger zu, eine Folge davon ist, daß die Gaszusammensetzung ständig Aende-

rungen unterworfen ist, ein Umstand, der sich besonders bei einzeln betriebenen Gaserzeugern durch seine Rückwirkung auf den Ofengang unangenehm bemerkbar macht, während bei größeren Anlagen schon die Anzahl der Generatoren einen gewissen Ausgleich schafft.

Man hat eine gleichmässige Gaszusammensetzung dadurch zu erreichen versucht, daß das Aufgeben der Kohle in gleichmäßigen Zeitabständen systematisch betrieben wurde, sei es durch Vereinigung mehrerer Schächte zu einem Block wie bei dem neueren *Siemens*-Generator, sei es durch Anordnung mehrerer kleiner Fülltrichter für einen Gaserzeuger, wie bei einer Ausführungsform des *Blezinger*-Generators. Jedoch ist man hierbei immerhin von der Geschicklichkeit und dem guten Willen der Arbeiter abhängig. Ein weiterer Nachteil dieser Aufgebevorrichtungen besteht darin, daß die Kohle nur auf einen kleinen Teil der Schachtoberfläche niedergeht und mit Hilfe von Schürstangen durch die Stochlöcher verteilt werden muß. Es war daher ein bedeutender Fortschritt, als vor etwa 15 Jahren *Bildt* mit einem Apparat an die Oeffentlichkeit trat, der den Brennstoff in ununterbrochenem Strome bei gleichmäßiger Verteilung über den Schachtquerschnitt aufgab.

Fig. 24.

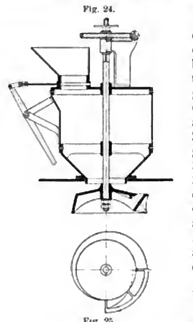


Fig. 25.

Die *Bildt*sche Beschickungsvorrichtung ist in Fig. 24 und 25 abgebildet. Sie besteht aus einem unten eingeschnürten Vorratsrumpf und einer rotierenden Verteilungsplatte, welche an einer senkrechten Welle unter dem Vorratsrumpf hängt. Die Verteilungsplatte hat eine schwach kegelförmige Gestalt und ist so groß, daß in der Ruhelage der Brennstoff aus dem Vorratsbehälter nicht über ihren Rand fallen kann. An die Platte schließt sich eine von oben gesehen spiralförmige Rippe in einem nach außen allmählich ansteigenden Winkel an und nimmt drei Viertel ihres Umfangs ein. Das letzte Viertel füllt eine nach innen gerichtete Rippe aus, die in einer ebenfalls allmählich größer werdenden Neigung verläuft und mit der Verteilungsplatte durch einige Querrippen verbunden ist. Die senkrechte Welle wird durch Schneckenvorgelege und Stufenscheibe von einer Transmission aus in drehende Bewegung gesetzt; sie kann mittels Handrad und Schraubenspindel senkrecht verstellt werden, mit ihr zugleich die Verteilungsplatte. Diese Einrichtung gestattet es, den Apparat für Brennstoffe verschiedener Stückgröße einzustellen. Die Kohle wird durch einen mit Schieberplatte verschliebaren Einfülltrichter in den Vorratsrumpf aufgegeben. Infolge der kegelförmigen Gestalt der Verteilungsplatte und durch den vom Trichterinhalt ausgeübten Druck wird die Kohle über den Rand der Platte befördert und fällt in einem der Neigung der Rippen entsprechenden Winkel in den Schacht des Gaserzeugers, teils nach dem Umfang, teils nach der Mitte. Die Rippen sind so angeordnet, daß die ganze Fläche des Schachtes gleichmäßig bestreut wird.

Die *Bildt*sche Beschickungsvorrichtung hat den Nachteil, daß die Verteilungsplatte der Hitze der abziehenden Gase ungeschützt ausgesetzt ist und sich daher leicht verzieht oder sogar bei Unachtsamkeit des Personals durch Oberfeuer abschmilzt. Diese Möglichkeiten sucht *Edwards* dadurch zu verhindern, daß er die Verteilungsplatte in ein wassergekühltes Gehäuse unterbringt, wie in Fig. 26 und 27 dargestellt ist. Die Verteilung der Kohle durch den Apparat von *Edwards* geschieht nach demselben Grundsatz wie bei *Bildt*, jedoch verzichtet *Edwards* auf die nach innen geneigte Rippe, so daß die Streuung nur auf einer ringförmigen Fläche stattfindet, da der der Größe der Verteilungsplatte entsprechende Raum nicht bestrichen wird. Die Nabe der Verteilungsplatte ist mit mehreren Rippen versehen um den Brennstoff, welcher sich in der Einschnürung des Vorratsrumpfes stauen könnte, aufzulockern. Die senkrechte Welle, welche die Verteilungsplatte trägt, ist in einer mit dem Vorratsrumpf fest verbundenen Nabe gelagert und an ihrem oberen Ende mit dem Einfülltrichter verkeilt. Letzterer hat eine verzahnte Rippe und wird mit Hilfe eines Klinkwerks, das in die Zähne dieser Rippe eingreift, gedreht. Die den Vorratsrumpf nach oben abschliessende Platte, welche mit der schon erwähnten Nabe aus einem Stück besteht, besitzt mehrere gleichmäßig angeordnete Oeffnungen. Kongruente Oeffnungen sind in einer zweiten Platte angebracht, welche auf der ersteren aufliegt und um die Nabe drehbar ist. Wird diese Platte mittels eines in eine angegossene Kanone gesteckten Stabes soweit gedreht, daß die Oeffnungen übereinanderliegen, so fällt der Brennstoff aus dem Einfülltrichter in den Vorratsrumpf und füllt diesen gleichmäßig hoch an.

Fig. 26.

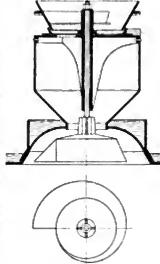


Fig. 27.

(Schluß folgt.)

Schutzvorrichtungen für Hochspannungsanlagen.

Unter der Bezeichnung „Schutzvorrichtungen für Hochspannungsanlagen" sind in D. p. J. 1899, Band **313**, Heft 8, diejenigen Vorrichtungen behandelt worden, welche bei Bruch der Freileitung von Hochspannungsanlagen die Strecke stromlos machen und die Drahtenden als stromlose Körper frei herunterfallen lassen.

Den Ausführungen waren diejenigen Schutzvorrichtungen zugrunde gelegt, welche unter dem Namen *Gould*sche Sicherheitskupplungen in den späteren Jahren immer mehr bekannt wurden und sich bewährt haben. Welchen Wert und Bedeutung diese von den größten Unternehmungen verwendeten und in den Jahren 1899/1904 in vielen hundert Kilometer Freileitungen und wohl ziemlich 30000 Exemplaren, eingebauten Vorrichtungen gewonnen hatten, geht auch daraus hervor, daß die zugehörigen Patente No. 54840 und 57120 trotz der steigenden hohen Jahresgebühren (jedes Patent an Gebühren in 15 Jahren 5280 M.) während der zulässig längsten Patentdauer von 15 Jahren aufrecht erhalten wurden. Andererseits zeigen sich auch die Schwierigkeiten, welche die Durchführung einer und gerade für solche Zwecke praktisch verwendbaren Vorrichtung bereitet; denn wiewohl die Patente der

*Gould*schen Sicherheitskupplungen bereits im Jahre 1890 angemeldet wurden, und von da an als Patent liefen, gelang es erst im Jahre 1898 ihnen eine endgültige verwendbare Gestalt zu geben.

Diese im Jahre 1898 festgelegte, auf die eben genannten Patente sich stützende Ausführungsform der *Gould*schen Sicherheitskupplungen wurde denn auch bis jetzt und in der in D. p. J. Heft 8, Band 313 niedergelegten Weise beibehalten. Wenn nun auch in der 1899 beschriebenen Ausführungsform der Schutzvorrichtungen, die diesen vordem noch anhaftenden Mängel beseitigt waren, und diese Kupplungen heute noch als den Anforderungen genügend zu bezeichnen sind, so entspricht es doch der ganzen fortschreitenden Entwicklung unserer Technik, eine noch einfachere und vollkommnere Vorrichtung zu ersinnen. Es war hierbei auch anzustreben den einzuhängenden Teil (Bügel) senkrecht und wagerecht drehbar auszuführen, den Schnittpunkt der Drähte bei nicht in gerader Linie fortgeführten Leitungen möglichst in den Mittelpunkt des Isolators zu verlegen, das Gewicht der Vorrichtungen wesentlich zu verringern und die ganze Vorrichtung so zu gestalten, daß die bisherigen sehr schweren Porzellanisolatoren mit großem Kopfdurchmesser durch die moderneren Isolatorentypen von sehr geringem Gewicht ersetzt werden können. Letzteres ist besonders wichtig, wenn man bedenkt, daß allein die bei den *Gould*schen Sicherungen verwendeten Hochspannungsisolatoren, also ohne Kupplung und ohne Stütze je etwa $1\frac{1}{2}$ kg wiegen, dagegen die Deltaglocke für die gleiche Betriebsspannung nur etwa den fünften Teil. Nicht nur der Transport bis zur Strecke und der noch schwierigere auf der Strecke wird durch das Gewicht sehr beeinflußt, sondern es tritt auch eine außerordentlich starke Belastung der Gestänge ein, wodurch die Kosten der Erstellung weiter wesentlich erhöht werden.

Die Beseitigung der vorgenannten Uebelstände soll mit der auf einem ganz anderen Gedankengang aufgebauten *Hesse*schen Kupplung erreicht sein, die mit Patent vom



Fig. 1.
Hessesche Sicherheitskupplung.

28. Februar 1904 und in weiterer Ausführung durch mehrere Gebrauchsmuster geschützt ist. Nach verschiedentlichen Versuchen ist diese Kupplung nunmehr in der Vollkommenheit durchgeführt, daß sie hiermit erstmalig öffentlich der praktischen Verwendung übergeben werden kann.

In Fig. 1 ist die *Hesse*sche Kupplung nach photographischer Aufnahme in etwas über halber natürlicher Größe veranschaulicht. Der Porzellanisolator besitzt im Kopf Gewinde, in welches der aus Messing bestehende verzinnte Haltebolzen unter Verwendung von Hanf eingeschraubt wird. Der Gewindedurchmesser des Haltebolzens ist deshalb etwa 3 mm geringer wie das Innengewinde im Porzellanisolator. Zwischen dem Gewindeloch für den Haltebolzen der Schutzvorrichtung und dem unteren Gewindeloch für die Isolatorenstütze befindet sich natürlich eine derartig starke Porzellanschicht, daß auch bei der mehrfach höheren Prüfspannung ein Durchschlagen ausgeschlossen ist.

Der oben in den Isolator eingeschraubte Haltebolzen besitzt außer dem Gewindeschaft eine kugelförmige Wulst, welche nach oben in einen zylindrischen Ansatz von ungefähr dem drittel des Durchmessers der Kugel ausläuft. Dieser zylindrische Ansatz ist mit einem Loch versehen, um mit einem Anziehstift den Haltebolzen in den Isolator einschrauben zu können. Der Ansatz hat hauptsächlich den Zweck, zu verhüten, daß die hakenförmigen Bügel, die um die kugelige Wulst des Haltebolzens sich legen, durch den Drahtdrall umschlagen und beim Bruch einer Leitung unter Umständen sich verfangen können. Die Bügel müssen immer infolge der Lage ihres Schwerpunktes bei einem Leitungsbruch nach unten fallen und hier können sie sich nicht verfangen, da ihnen unten, worauf die Konstruktion auch Rücksicht nahm, jeglicher Angriffspunkt fehlt.

Die Auflagestellen der Bügel sind der Kugelform des Haltebolzens entsprechend ausgefräst. Hierbei ist die Auflagefläche etwa fünf Mal so groß wie der Querschnitt des Freileitungsdrahtes. Die Freileitungsdrähte sind in dem Bügel derartig befestigt (s. Fig. 1), daß der Bügel auf das Drahtende aufgesteckt und dieses dann zu einer Schlaufe umgebogen und letztere wieder in den Drahthalterteil des Bügels zurückgezogen wird. Um neben der so erzielten, auf den Drahtzug berechneten mechanischen Festigkeit einen guten elektrischen Kontakt zwischen Draht und Bügel zu erhalten, ist die Drahthalterverlängerung des Bügels, bezw. das zur Aufnahme des Drahtes bestimmte Loch längs etwa 1 mm breit geschlitzt, wodurch das Einfließenlassen von Zinn erleichtert wird. Auch ein Uebergangswiderstand von dem einen Bügel über den Haltebolzen zum anderen Bügel tritt, wie Versuche ergeben haben, und zwar weil die Auflagefläche mehrfach größer ist wie der Drahtquerschnitt, nicht ein. Ferner bildeten sich bei den Wind und Wetter ausgesetzten Kupplungen keine oxydationsschichten zwischen Bügel und Haltebolzen. Die Erklärung liegt darin, daß nicht nur die Ausfräsung der Bügel der Kugelform des Haltebolzens genau entspricht und die Auflageflächen deshalb gut abgeschlossen sind, sondern daß auch durch die immer leicht schwankenden Bewegungen und damit verbundenen Reibungen in der Kugellagerung diese sich leicht rein erhalten. Auslösen der Bügel bei Wind und Stürmen ohne Drahtbruch ist nicht eingetreten und deshalb auch ausgeschlossen, weil eine Auslösung nur denkbar wäre, wenn eine ganz bedeutende Streckung der Freileitung in Richtung des Drahtzuges eintreten würde. Bei dem großen Drahtgewicht, der Steifheit des Drahtes und der äußerst geringen Angriffsfläche längs des Drahtzuges, ist aber eine derartige Streckung ganz ausgeschlossen. Ein seitlich zum Drahtzug kommender Wind oder Sturm, der die günstigste Angriffsfläche findet, verursacht nur eine seitliche Bewegung, die zu keiner Auslösung führen kann, sondern nur zu einer leichten Drehung der Bügel um den Haltebolzen. Eine Auslösung findet mithin nur beim Drahtbruch statt und dies ist der Zweck der Schutzvorrichtung.

Bei eintretendem Drahtbruch lösen sich die Bügel an beiden Enden des gebrochenen Drahtstückes aus den

Isolatoren, bezw. deren Haltebolzen aus und fallen mit dem Draht stromlos zur Erde (Fig. 2). Hierbei wurde beobachtet, daß durch das Losschnellen der Drahtenden, ohne Einwirken auf die weitere Leitung, diese Drahtstücke erst eine schräge Lage einnehmen und dann ziemlich wage-

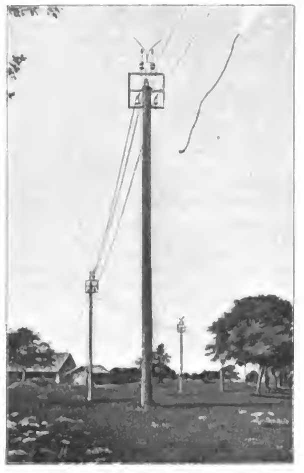


Fig. 2. Stromlos herabfallendes Leitungsstück.

recht zur Erde niederfallen. Damit ist der Zweck der Kupplung, durch herabfallende, Hochspannung führende Leitungen, weder lebenden Wesen Gefahr zu bringen, noch einen Kurz- oder Erdschluß herbeizuführen, erreicht. Durch die auf der Zentrale sofort angezeigte Stromlosigkeit der Leitung können die entsandten Leitungsaufseher nach

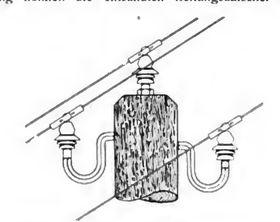


Fig. 3. Einfache Ausstattung mit gebogenen Stützen an Holzmasten.

schneller Ermittlung der Bruchstelle und Einfügen eines neuen Drahtstückes, nachdem natürlich auf der Zentrale die Leitung ausgeschaltet worden war, die unterbrochene Freileitung sofort wieder in Betrieb setzen.

Die Montage ist sowohl sehr einfach wie billig. Wenn die Isolatoren nicht gleich mit eingeschraubtem Haltebolzen versehen sind, können sie in bekannter Weise und unter Verwendung von Hanf ähnlich wie die Stützen der Isolatoren in den Kopf derselben eingeschraubt werden. Hierbei ist besonders zu beachten, daß insbesondere die Kugeln der Haltebolzen vor jeder Beschädigung bewahrt bleiben und z. B. beim Einschrauben keine Zangen, Feilkloben usw. verwendet werden. Alsdann werden die Leitungsdrähte in einer der Entfernung der Gestänge zuzüglich Drahtdurchhang entsprechenden Länge zugeschnitten und an beiden Enden wie oben geschildert mit einem Bügel versehen. Hierauf ist es nur notwendig — bei stärkeren Drähten unter Benutzung eines Flaschenzuges — die Bügel um die Kugel des Haltebolzens zu hängen. Es ist dabei zu beachten, daß keine Knicke und Verdrallung im Draht eintreten.

Für stärkere Freileitungsdrähte, deren Enden sich nicht zu einer Schleife leicht umbiegen lassen, werden Bügel mit entsprechenden anderen Drahthalterenden verwendet. Die Isolatoren sind möglichst nur mit geraden Stützen zu versehen und solche mit gebogenen Stützen nur in besonderen Ausnahmefällen, bei Holzmasten und einer geringen Leitungsanzahl, zu verwenden.

Bei der Anordnung der Hochspannungsfreileitung ist darauf Bedacht zu nehmen, daß die einzelnen Leitungen nebeneinander und nicht übereinander geführt werden. Muß hiervon in begrenzten Fällen abgewichen werden, so ist bei nur geringer Entfernung der Drähte übereinander für einen genügenden seitlichen Abstand Sorge zu tragen. Fig. 3 zeigt eine billige Ausführungsform bei Unterbringung von höchstens drei Leitungen an einem Holzmast. Vorzuziehen sein dürfte die in Fig. 4 bei sechs Leitungen und bei Gittermasten skizzierte Anordnung, die auch bei weniger oder mehr Leitungen Verwendung finden könnte und auch auf Holzmasten übertragbar sein würde.

Der Vollständigkeit halber sei, ohne mit der Verwendung der Kupplungen in Zusammenhang stehend, bemerkt, daß es zulässig ist, in genügender Entfernung und zweckmäßiger Anordnung unter den Hochspannungsleitungen, Telephonleitungen anzubringen, wie dies auch in der Praxis schon vielfach geschehen ist. Hierbei betrugen die Entfernungen zwischen Hochspannungsleitungen und Telephonleitungen mindestens 1 m, sie sind aber zweckmäßiger auf 2 eventl. auf 3 m auszudehnen. Da indessen bei Verlegung von Telephonleitungen an demselben Gestänge und beim Parallellaufen mit den Hochspannungsleitungen, den Telephonbetrieb störende Induktion eintritt, so empfiehlt es sich zur Vermeidung solcher Induktion die Hochspannungsleitungen öfters zu kreuzen, wie Fig. 5 zeigt. Hierbei können nach Fig. 6 an den Gestängen je zwei verschiedene Isolatoren in verschiedener Höhenlage hintereinander angeordnet werden. Solche Kreuzungen sind aber nur bei etwa jedem fünfzehnten Gestänge erforderlich und bei solchen Leitungen, die nicht mit Schutzvorrichtungen ausgestattet sind, anwendbar. In der schematischen Darstellung (Fig. 5) sind die Isolatorenstützpunkte, bezw.

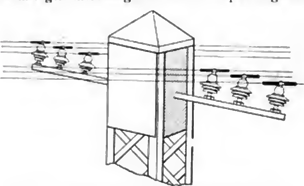


Fig. 4. Anordnung von sechs Leitungen an Gittermasten.

Gestänge mit Punkten, und die Kreuzungsstellen mit einem Kreuzchen bezeichnet.

Die konstruktive Ausführung der Kupplung ist dem zu verwendenden Freileitungsquerschnitt und den Betriebs-

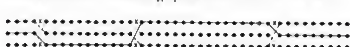


Fig. 5. Kreuzung bei gleichzeitig vorhandener Telephonanlage.

spannungen angepaßt. Ebenso wie die Porzellanisolatoren sich für Betriebsspannungen bis zu 6000, 10 000, 15 000, 20 000 und 25 000 Volt Betriebsspannung (die Prüfspannungen sind entsprechend höher) in den Abmessungen und



Fig. 6. Kreuzung bei gleichzeitig vorhandener Telephonanlage.

in der Ausbildung unterscheiden, so werden auch die Sicherheitskupplungen unter Berücksichtigung der verschiedenen Drahtdurchmesser (4, 5, 6 und 7 mm eventl. auch mehr) verschieden bemessen, da die Bruchfestigkeiten der Sicherheitskupplungen der Zugbeanspruchung reichlich genügen und die Bügel zwecks Befestigung den Drahtstärken entsprechen müssen.

Das Gewicht der *Hesse*schen Kupplungen ist mit etwa 0,25 kg f. d. Stück noch nicht halb so groß, wie dasjenige der *Gould*schen Sicherheitskupplungen und ein Isolator zu den *Hesse*schen Kupplungen wiegt ohne Stütze nur etwa 0,29 kg gegenüber 1,3 kg der bei den *Gould*schen Sicherheitskupplungen verwendeten Isolatoren. Bei 6000 Volt Betriebsspannung wiegt die vollständige *Hesse*sche Kupplung mit Isolator ohne Stütze etwa 0,54, dagegen die *Gould*sche Sicherheitskupplung mit Isolator etwa 2,00 kg also beinahe das Vierfache der neuen Vorrichtung.

Die in D. p. J. Bd. 313, Heft 8 gegenüber Schutznetzen angegebene Kostenvergleichstabelle, die schon damals für die Sicherheitskupplungen sprach, wird heute noch wesentlich zugunsten der Sicherheitskupplungen gebessert. Während gegenüber dem damaligen Materialstand die Ausrüstungsteile für Schutznetze sich verteuerten, sind die der damaligen Tabelle zugrunde gelegten Preise der *Gould*schen Sicherheitskupplungen trotz Materialverteuerung durch die inzwischen verfallenen Patente bezw. in Fortfall gekommenen Lizenzen, billiger geworden und die vorliegenden *Hesse*schen Kupplungen werden trotz Patent-Licenz nicht teuerer, da diese in Material und Herstellung billiger sind. Hierdurch werden die Gesamtherstellungskosten und Ausstattung von Hochspannungsanlagen mit Sicherheitskupplungen je nach der Anzahl der Leitungen um ungefähr 15 – 30 v. H. billiger, als die Ausstattung mit Schutznetzen.

Ist schon die Herstellung von Schutznetzen im Bau und deren Unterhaltung im Betriebe wesentlich teurer, so sprechen technisch gegen die Schutznetze bekanntlich die vielfachen Störungen, die sie durch Schnee- und Eisbelastungen sowie durch hineinfliegende kurzschlußbildende Körper sowie bei Stürmen, herbeiführen. Nachteile, denen die Sicherheitskupplungzn nicht unterworfen sind.

Die Verwendung von Sicherheitskupplungen wird bei allen denjenigen Hochspannungsleitungen notwendig, welche auf Wegen und über sonstige lebenden Wesen zugängliche Gebiete geführt werden. Aber auch bei allen anderen Hochspannungsfreileitungen wird die Verwendung von Sicherheitskupplungen zwecks Vermeidung von Erdschlüssen bei Leitungsbrüchen, in Erwägung zu ziehen sein.

Die Ausführung der beschriebenen Kupplung ist der Firma *Elektrotechnische Werke Darmstadt, G. m. b. H.* zu Darmstadt übertragen. Als Porzellanisolatoren sind unter zweckentsprechender Gestaltung des Kopfes (bes. Gebrauchsmuster) die der *Porzellanfabrik Hermsdorf, S. A.* patentierten Deltaglocken verwendet und können auch von dieser Firma bezogen werden. *C. H.*

Neue Mitteilungen über das Schwefelsäurekontaktverfahren.

Vor gerade 75 Jahren wurde das erste Patent auf das Verfahren genommen, schweflige Säure und Sauerstoff über erhitztem Platin zu Schwefelsäureanhydrid zu vereinigen. Die Hoffnungen, die man auf den neuen Weg setzte, blieben unerfüllt. Auch die berühmte Arbeit von *Clemens Winkler* über das Kontaktverfahren, die 1875 in dieser Zeitschrift[1]) erschien, tat dem alten Kammerprozeß wenig Abbruch. Erst den vieljährigen Bemühungen von *Knietsch* und seinen Mitarbeitern in der Badischen Anilin- und Sodafabrik gelang es, diese schöne Herstellungsart zum Wettbewerb zu befähigen. Die Hauptschwierigkeit hatte darin bestanden, das Arsen aus den *Röstgasen* der Schwefelkiese zu beseitigen, da durch die geringste Spur von *Arsen* das Platin bald unwirksam gemacht wurde.

In einem Vortrage, den der jüngst verstorbene *Knietsch* 1901 in der deutschen chemischen Gesellschaft hielt, teilte er eine Menge wissenschaftlich interessanter Einzelheiten mit, sagte aber über die Fabrikation selber nur wenig. Während die wissenschaftliche Seite der Sache durch die Arbeiten von *Lunge, Bodländer, Küster* und *Bodenstein* eingehend aufgeklärt wurde, verlautete über die technische Durchführung fast gar nichts, bis kürz-

[1]) D. p. J. 1875, Bd. 218, S. 128.

lich auf dem Umwege über *Amerika* eine genaue Beschreibung einer Fabrik, die nach dem Kontaktverfahren arbeitet, zu uns gelangte.

In der *Chemikerzeitung*[2]) beschrieb nämlich *F. Winteler* den Betrieb der *Contactproceß-Co.* in *Buffalo*, die nach dem System des *Vereins chemischer Fabriken* in *Mannheim* Oleum herstellt. In diesem Verfahren werden Eisenoxyd und Platinasbest hintereinander als Kontaktsubstanzen benutzt.

Eisenoxyd hat den Vorzug, daß es gegen Arsen unempfindlich ist, und den Nachteil, daß es erst über 600° die Bildung des Anhydrids genügend beschleunigt. Bei diesen Temperaturen ist aber die Vereinigung von schwefliger Säure und Sauerstoff unvollständig, da das Anhydrid schon bei 500° sich wieder in diese Bestandteile zu spalten beginnt. Das Platin beschleunigt schon bei 400° in ausreichendem Grade, so daß über ihm die Vereinigung vollständig wird.

In *Buffalo* wird nach „*Systemen*" gearbeitet, d. h. man baut Oefen von bestimmter Größe mit zugehörigen Kondensationseinrichtungen und vermehrt beim Anwachsen des Betriebes nicht die Größe, sondern die Zahl der Systeme. Ein System des *Vereins chemischer Fabriken* verbrennt täglich 3000 kg Kiese und erzeugt daraus etwa 3700 kg Schwefelsäure (auf H_2SO_4 umgerechnet).

Jeder Ofen besteht aus acht „*Kilns*"[3]); jeder Kiln wird täglich in regelmäßigen Zeitabschnitten mit insgesamt 375 kg Erz beschickt, indem alle zwei Stunden zwei einander gegenüberliegende Kilns gefüllt werden. In *Buffalo* wird nur Stückenkies verarbeitet und zwar solcher aus Rio Tinto. Da *Feuchtigkeit* beim Kontaktverfahren schädlich ist, so läßt man die Kiese vor dem Gebrauch in Schuppen geschützt lagern; die Verbrennungsluft wird erst in einem mit reiner konzentrierter Schwefelsäure („Monohydrat") berieselten Tonturm getrocknet. Weil die Luft in *Buffalo* wegen der Lage am See fast stets mit Wasserdampf gesättigt ist, so sind große Mengen Wasser täglich aus der Luft zu entfernen. Da zur Verbrennung von 3000 kg Kies 13 300 cbm Luft gebraucht werden, so sind bei einem Wassergehalt von 12 g im cbm täglich 160 kg Wasser im Trockenturm zurückzuhalten.

Die Röstgase werden aus dem Ofen von unten in einen Schacht eingeführt, der mit Eisenoxyd als Kontaktsubstanz in Form von groben *Kiesabbränden* gefüllt ist und durch die heißen Gase auf etwa 700° erhitzt wird. Hier vereinigen sich etwa 50—60 v. H. der schwefligen Säure mit dem überschüssigen Sauerstoff der Verbrennungsluft zu Schwefelsäureanhydrid.

In den Kiesabbränden bleibt der größte Teil des von den Röstgasen mitgeführten Arseniks in Form von arsensaurem Eisen zurück. Zweckmäßig läßt man den Arsengehalt der Abbrände zwischen 2 und 4 v. H., indem man täglich etwa 200 kg der Abbrände durch frisches Material ersetzt.

Die aus den Kiesabbränden tretenden Gase, die außer dem Anhydrid noch 3—3½ v. H. Schwefeldioxyd und 12 v. H. Sauerstoff enthalten, werden nun *gekühlt*, indem man sie zuerst durch eine lange gußeiserne Röhre, die durch die Außenluft gekühlt wird, und dann durch einen gußeisernen außen mit Wasser berieselten Turm leitet. Darauf werden die Gase in gußeiserne mit Quarz oder anderen säurebeständigen Stoffen gefüllte *Absorptionstürme* geleitet, die nach dem Gegenstromprinzip arbeiten; und zwar sind im ganzen fünf Türme hintereinander geschaltet. Der erste Turm wird mit Schwefelsäure von 96—98 v. H. Gehalt berieselt, die sich bei der Absorption auf 100 v. H. anreichert und dann in hochstehende Behälter gedrückt wird, von wo aus sie in einen zweiten Turm herabrieselt usw., bis sie schließlich mit 25—28 v. H. Oleum beladen austritt.

Nachdem dem Gasgemisch so das über Eisenoxyd gebildete Schwefelsäureanhydrid entzogen ist, werden die geringen Reste von Schwefelsäure und die letzten Spuren von *Arsen* entfernt, indem die Gase durch eine poröse *Koksschicht* und dann durch gekörnte basische *Hochofenschlacke* geleitet werden. Nun werden die gereinigten Gase in einem *Vorwärmer*, der über dem Eisenoxydkontakt in den Pyritofen eingebaut ist, und in einem besonders geheizten *Ueberhitzer* auf 540—560° erwärmt.

Der *Platinkontakt* ist aus 30 platinierten gitterförmigen Asbesttüchern zusammengesetzt, die in einem dicht verschlossenen Eisenkasten übereinander liegen. Jedes Tuch ist mit 25 g Platin durchsetzt; das Platinieren erfolgt nach der bekannten Vorschrift von *Cl. Winkler* durch Reduktion von Platinchlorid mit ameisensaurem Natrium. Die Maschen der Tücher sind so weit, daß der Gesamtwiderstand, den die Gase in dem Kontakt erfahren, nur etwa 3 cm Wassersäule Ueberdruck entspricht, damit der ganze Betrieb mit Ventilatoren durchgeführt werden kann.

Die Gase durchstreichen den Kontakt von unten nach oben; da etwas Flugstaub aus dem Schlackensand mitgerissen wird, so müssen nach einigen Wochen die Tücher herausgenommen und mit schwacher Salzsäure ausgekocht werden. Der Verlust an Platin beim Auswaschen, durch mechanische Fortführung mit den Gasen und durch Sublimation beträgt etwa 5 mg auf 100 kg erzeugter Schwefelsäure. Nach einiger Zeit müssen deshalb die Tücher neu platiniert werden. Ein Jahr lang hält der Asbest selber vor; dann wird er mürbe und bröckelt. Im Platinkontakt wird der Rest der schwefligen Säure zu Schwefelsäureanhydrid umgewandelt, das nach erfolgter *Abkühlung* in den vorhin beschriebenen *Absorptionstürmen* ebenfalls aufgenommen wird. Bei ordnungsmäßigem Betriebe entweichen nur etwa 0,5 v. H. schwefliger Säure ungenutzt in den Kamin.

Die *Kosten* der so erhaltenen rauchenden Schwefelsäure werden für 100 Pfund Oleum auf 0,554 Dollar berechnet (ohne Verzinsung und Tilgung der Anlagekosten, Steuern und sonstige Abgaben).

Nachteile des Verfahrens sind, daß die erhaltene Schwefelsäure durch Flugstaub aus den Kiesabbränden getrübt ist und daß sie Arsen enthält. Diese Fehler werden vermieden, wenn man nur Platin als Kontaktsubstanz benutzt.

Ueber dieses reine Platinkontaktverfahren sind aus einem Aufsatze von *M. Feigensohn*[4]) in der Chemikerzeitung noch folgende Angaben zu erwähnen:

Der schwerere Teil des von den Röstgasen mitgeführten Staubes wird in *Staubkammern* abgefangen, die nach dem Tangentialsystem eingerichtet sind; der feine Staub wird in einem *Zentrifugalgasreiniger* (meist nach *Theisen*) niedergeschlagen. Dann gehen die Gase durch *Schwefelsäurewäscher*, einen *Trockenreiniger* und einen *Druckausgleicher* nach den *Ueberhitzern*, bevor sie über das Platin treten. In der Trommel des Trockenreinigers, der mit gekörnter basischer und sulfidhaltiger Hochofenschlacke gefüllt ist, wird durch ununterbrochenes Peitschen der Füllung, während das Gas durchgeleitet wird, jede Verstopfung vermieden und für innige Berührung des Gases mit den Schlackenteilchen gesorgt.

Die mit Platinasbest beschickten *Kontaktröhren* haben je 3 m Höhe und 10 cm Durchmesser. Der Platingehalt des Asbestes ist in den verschiedenen Fabriken verschieden; mehr wie 8 v. H. werden wohl nirgends angewandt. Die Temperatur des in die Kontaktröhren eintretenden und des aus ihnen austretenden Gases wird durch Pyrometer gemessen. Geregelt wird diese Temperatur mittels der aus den Kontaktöfen kommenden Rauchgase. Die bei der Bildung des Schwefelsäureanhydrids freiwerdende Wärme wird zum Vorwärmen benutzt, indem die Gase nach dem Austritt aus den Kontaktröhren noch außen herumgeführt werden, bevor sie in die Kühltürme und Absorptionstürme eintreten. Durch Verstellen von Schiebern kann man auch statt der Rauchgase kalte Außenluft zwischen die Kontaktröhren leiten.

Die *Absorption* erfolgt am besten in „*Glockenabsorbern*" mit äußerer Wasserkühlung, denen am Schluß noch ein *Lunge-Rohrmann*scher *Plattenturm* folgt.

Die Säure wird am besten durch *Pulsometer* („Emulseure") gepumpt, die zwar viel Luft gebrauchen, aber billig sind und wegen ihrer Einfachheit keiner Ausbesserungen bedürfen.

[2]) Chemikerzeitung 30 (1906), 87.

[3]) zu Deutsch „Brennöfen".

[4]) Chemikerzeitung 1906, S. 851.

Zum Schlusse dieser Uebersicht sei noch das kürzlich ausgegebene D. R. P. Nr. 169728 (Kl. 12i) der *Höchster Farbwerke* kurz besprochen, das die *Hintereinanderschaltung mehrerer Platinkontakte mit verschiedenem Platingehalt und verschiedener Temperatur* zum Gegenstand hat:

Ueber Platinasbest von geringerem Gehalt verläuft die Schwefelsäurebildung langsam; diesen Nachteil kann man aber durch Temperaturerhöhung ziemlich ausgleichen, wie vorstehende Tabelle zeigt:

Platingehalt der Kontaktmasse	In SO_3 umgewandelte Gewichtsmenge SO_2	
	400°	500°
2 v. H.	123	147
0,2 „	7	118
0,1 „	2,5	113

Die Strömungsgeschwindigkeit betrug bei diesen Versuchen 14 cbm Röstgas in der Minute. Die Gewichtsmengen sind in kg auf die Stunde gemessen.

In der technischen Durchführung dieses Patentes werden die Röstgase zunächst über 0,2 v. H. Platinasbest bei etwa 530° geleitet, wobei 75 v. H. SO_2 in SO_3 umgewandelt werden, und dann über 2 v. H. Asbest bei 430°—400°, wobei der Rest der schwefligen Säure oxydiert wird. Dieses Verfahren erlaubt mit höheren Gasgeschwindigkeiten als bisher zu arbeiten. Die Ersparnis an Platin beträgt 40 v. H., was bei den riesig gestiegenen Platinpreisen (jetzt 1 kg 5000 M.) sehr ins Gewicht fällt.

Arndt.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Zugkraftmesser für Eisenbahnfahrzeuge. (*Demuth.*) Zwischen zwei Platten, von denen eine die zentrisch angeschmiedete Zugspindel, die andere eine auf dieser Spindel geführte Hülse trägt, sind vier zylindrische Schraubenfedern eingespannt. Die Spindel trägt auf ihrem Gewindeteil den Kuppelbügel. Die Platte mit der Hülse wird von vier durch die Schraubenfedern gesteckten Zugstangen gefaßt, von denen je zwei ein Gabelstück bilden, das am Querbolzen des Zughakens hängt. Die Bewegung der Platten gegeneinander wird mittels einer Flüssigkeitssäule in einem im Wagen vor einem Maßstab angebrachten Standrohr abgelesen, indem die Bewegung der Flüssigkeit durch einen Zylinder, der an der einen Platte, und einen zugehörigen Kolben, der an der anderen Platte sitzt, hervorgerufen wird. Durch die Flüssigkeitsübertragung sollen die bei anderen Apparaten durch die Massenwirkung der Hebelwerke und der Zeiger fehlerhaften Angaben verbessert werden. Das Instrument wurde von der österreichischen Nordwestbahn mit Erfolg verwendet. 3 Fig. (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1906, S. 1854—1855.) *Pr.*

Dampfkessel.

Verdampfungsfähigkeit von Lokomotivkesseln. (*Busse.*) Mit gewissen Annahmen und Vereinfachungen werden die früheren Formeln von „*Strahl*“ so umgeändert, daß sich die Verdampfung W in l/st aus der Rostfläche R, der Heizfläche der Feuerkiste H_f und der Rohre H_r nach der Formel

$$W = 40\, H_f \left(12 - \frac{H_f}{R}\right) + 0{,}31\, H_r \left(150 - \frac{H_r}{R}\right)$$

Die Rostfläche und die Heizflächen sind in Quadratmeter einzusetzen. Die alten Formeln ergeben etwas zu kleine Werte für die Verdampfung W. (Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnwes. 1906, S. 182.) *W.*

Feuerbüchse aus Kupfer oder Flusseisen. Starke Inanspruchnahme und schlechtes Speisewasser bewirken, daß die kupferne Feuerbüchsrohrwand nach kurzer Betriebsdauer durch Risse in den Stegen zwischen den Rohrlöchern des oberen Teiles stark beschädigt werden. Diese Risse sind sehr fein, vergrößern sich aber nach der Wasserseite hin. Die Anwendung beweglicher Deckenanker verschiedener Konstruktion haben keinen Einfluß auf die Erhaltung der Rohrwand ausgeübt. Auch die Einführung kurzer breiter Feuerkisten konnte die Rißbildung nicht verhindern. Die Stegbrüche treten um so schneller ein, je größer die Dampfspannung ist, und je dichter die Bildung des Kesselsteines sich gestaltet. Die Festigkeit des Kupfers nimmt bekanntlich mit der Zunahme der Temperatur ab. Die Vergrößerung der Stegstärke durch Verminderung der Rohre in der oberen Rohrwand konnte die Bruchbildung auch nicht verhindern. Man konnte bis jetzt die eigentliche Ursache der Stegbrüche noch nicht einwandsfrei feststellen. Die Festigkeits- und Elastizitätsverhältnisse des Kupfers genügen eben nicht mehr den hohen Anforderungen, die an den heutigen Lokomotivkessel gestellt werden. Zur Herstellung haltbarer Rohrwände muß deshalb für einen Ersatz des Kupfers geschritten werden. In Betracht können aber wohl nur Kupferlegierungen und Eisen kommen. Versuche mit Feuerbüchsen aus Kupfer-Zink-Eisenlegierung und ebenso Silizium-Aluminiumbronze haben keine befriedigenden Ergebnisse geliefert. Versuche mit flußeisernen Feuerbüchsen ergaben, daß die Teile des Eisens, welche mit den glühenden Kohlen in Berührung kommen, in drei bis vier Monaten zerstört wurden. Man hat nun die Feuerbüchsrohrwand so hergestellt, daß der untere, dem Feuer ausgesetzte Teil aus Kupfer, der obere, der vorzugsweise durch Formänderungen beansprucht wird, aber aus weichem Flußeisen hergestellt wird. Zuerst wurde eine solche Rohrwand in eine alte 2/5 S.-Lokomotive eingebaut, die dann noch drei Jahre Dienst leistete. Der in jeder Beziehung gelungene Versuch führte nunmehr zur Anwendung derselben Bauart für die Rohrwand einer mit 14 at arbeitenden 3/5 S.-Lokomotive. (Organ f. Fortschr. d. Eisenbahnw. 1906, S. 169.) *W.*

Eisenbahnwesen.

Kraftbedarf der schweizer. Bahnen. (*Wyß'ing.*) (Fortsetzung und Schluß von S. 29.) Der Energiebedarf sämtlicher schweizer. Bahnen für einen Sommertag wurde mit etwa 1 200 000 PS/Std., gemessen am Umfang der Triebräder, gefunden. Hiervon entfallen 50 000 PS/Std. auf den Rangierdienst. Für Beleuchtung wird nur unbedeutende, für Heizung gar keine Energie gebraucht. Für die Lieferung der Energie von den Turbinenwellen bis an die Triebräder wird voraussichtlich ein Wirkungsgrad von 45 v. H. zu erreichen sein. Zur Sicherheit wurde nur mit 40 v. H. gerechnet, so daß die Turbinen täglich drei Millionen PS/Std. liefern müßten. Bei vollkommenem Ausgleich durch Tagesspeicherung sind bei 24 stündigem Betrieb hierzu 125 000 PS nötig. Für einen Wintertag sind in der gleichen Weise 817 000 PS/Std. ermittelt, zu denen 110 000 PS/Std. für Beleuchtung und Heizung hinzukommen. Unter idealen Verhältnissen können etwa 200 000 PS/Std. oder 1/6 der aufgewendeten Leistung zurückgewonnen werden. Für die einzelnen Strecken ist dies Verhältnis naturgemäß verschieden. Die Brünigbahn, Rhätische Bahn und Gotthardtbahn ergeben einen theoretischen Wert von 1/3, dagegen die Bundesbahnen insgesamt nur 1/8.

Werden Wasserkräfte mit so großen Aufspeicherungsanlagen verwendet, daß auch die Unterschiede zwischen Sommer- und Winterbelastung ausgeglichen werden können, so ist allein die *jährliche* Arbeit zu berücksichtigen. Unter Berücksichtigung der beförderten Tonnenkilometer, einem Ab-

zug für den Fortfall des Güterverkehrs am Sonntag und einem Zuschlag für Heizung beträgt diese Arbeit 78 v. H. der Sommerbeförderung bei den Normalspur- und 68 v. H. bei den Schmalspurbahnen.

Unter der weiteren Annahme von bestimmten Geschwindigkeiten für die verschiedenen Steigungen wurde der Kraftbedarf eines 100 Tonnenzuges als Zugsdiagramm für jede Strecke entworfen und unter Berücksichtigung der tatsächlichen Zuggewichte und des Fahrplanes das Leistungsdiagramm jeder Strecke ermittelt. Unter Zusammenfassung der Strecken zu einzelnen Netzen konnte dann deren mittlerer und höchster Kraftbedarf ermittelt werden. Letzterer schwankt meist zwischen dem 7- und 12fachen des mittleren Wertes bei den einzelnen Strecken und beträgt bei den Netzen unter günstigen Bedingungen etwa das 5 fache des mittleren Bedarfes.

Um diesen Schwankungen folgen zu können, sind vor allem solche Kraftwerke verwendbar, die eine große Aufspeicherung bei großem Gefälle gestatten. Die gesamte Maschinenstärke aller Wasserkraftanlagen wird dann 500 000 PS betragen, sofern große Werke in Betracht kommen. Andernfalls wird diese Zahl noch größer. (Schweizerische Bauzeitung 1906 II, S. 201—206.) *Fr.*

Lokomotive. Auf der Ausstellung zu Mailand befindet sich eine $^5/_6$ gekuppelte Vierzylinder-Lokomotive mit Verbundwirkung, welche von der *Oesterreich-Ungarischen Staatseisenbahngesellschaft*, Wien, erbaut wurde. Die Treib- und Kuppelräder haben hier 1450 mm Durchm., die Gesamtlänge der Lokomotive ist 11,787 m. Die Hochdruckzylinder haben 370 mm, die Niederdruckzylinder 630 mm Durchm., der Hub beträgt 720 mm. Die Kesselachse befindet sich 2890 mm über Schienenoberkante, die Heizfläche des Kessels beträgt 195 qm, die Heizfläche des Ueberhitzers 63 qm, Gesamtheizfläche also 258 qm. Es sind 291 Heizrohre mit 5 m Länge und 53 mm äußerem Durchmesser vorhanden. Die Kesselbleche sind 18 mm stark. Der Wasserraum im Kessel ist 5,98 cbm, der Dampfraum 4,5 cbm. Die Rostfläche beträgt 4,6 qm. Der Dampfdruck beträgt 16 at. Der Wasserraum seitlich an der Feuerkiste ist 70 und 100 mm, vorne 100 mm und rückwärts 85 mm breit. Der Kessel wiegt leer 21,5 t. Die Rahmenbleche sind 28 mm stark, der größte Achsdruck ist 13,8 t, das Dienstgewicht der Lokomotive beträgt 77,2 t. Die Tragfedern der Lokomotive sind im unbelasteten zustande 900 mm lang und bestehen aus 17 Blattfedern mit einem Querschnitt von 10 × 90 mm. Die zweite und fünfte Achse können sich um 26 mm seitlich verschieben, so daß die Lokomotive Kurven von 180 m Krümmungsradius noch durchfahren kann. Die gekröpfte Treibachse ist aus Stahl mit 3 v. H. Nickelzusatz hergestellt. Die Hoch- und Niederdruckzylinder haben eine schräge Lage, die Hochdruckzylinder befinden sich innerhalb des Rahmens. Die Lokomotive ist mit einer Vakuumbremse, Patent *Hardy*, versehen. Der Tender hat drei Achsen, die Räder hier haben 1,034 m Durchmesser. 16 Fig. (Engineering 1906, S. 556—558.) *W.*

Personenzuglokomotive. Auf der bayr. Jubiläums-Landesausstellung zu Nürnberg hat die *Lokomotivfabrik Krauss & Co.*, München, eine $^3/_6$ gekuppelte Personenzuglokomotive mit Stütztender ausgestellt. Die erste und dritte Achse ist dabei zu einem *Krauss*schen Drehgestell vereinigt. Der Tender ist mit der Lokomotive so verbunden, daß er das Gewicht des überhängenden Kesselteiles mitzutragen hat, ein Konstruktion, die früher schon von *Engerth* und auch von *Klose* angegeben wurde. Der Stütztender wird von einem zweiachsigen Laufgestell getragen, hat einen Wasserraum von 6 cbm und einen Kohlenraum von 2,6 cbm. Die Zylinder haben 400 mm Durchmesser und 600 mm Hub. Der Treibraddurchmesser ist 1200 mm, der Dampfüberdruck 12 at. Die Spurweite beträgt 1 m. (Prakt. Maschinenkonstr. 1906, S. 169.) *W.*

Wellenbildung auf den Schienen elektrischer Bahnen. (*Grimme.*) Da bei Motoren elektrischer Bahnen das mit dem Trieb auf der Motorwelle im Eingriff stehende Zahnrad unmittelbar neben einem Rade sitzt, wird das Drehmoment auf das andere Rad durch die Achse der ganzen Länge nach übertragen. Hierbei werden Verdrehungen eintreten, die ohne Schaden für die Achse 2—5 mm gemessen am Laufkranz erreichen können. Wird das gewissermaßen federnd mit dem Motor gekuppelte Rad auf irgend eine Weise entlastet, so wird die in der Achse vorhandene Spannung plötzlich das Rad zurückdrehen und ein Schleifen des Rades auf der Schiene bewirken. Ist hierdurch an einer Stelle der Schienenoberfläche erst eine Unstetigkeit eingetreten, so wird sich dieser Vorgang hier stets wiederholen und zur Vergrößerung der Vertiefung beitragen. Das Auftreten der Abnutzung in mehrfacher Wiederholung (Wellen) wird teils auf die Schwingungen der Wagenkästen, teils auf die Ungleichheit der Zahnräder zurückgeführt. Als Abhilfe schlägt der Verfasser vor, das große Zahnrad auf eine hohle Welle zu setzen, die in der Mitte mit der Wagenachse starr verbunden ist und beide Räder in gleicher Weise antreibt. (Eisenbahntechnische Zeitschrift 1906, S 923—934.) *Pr.*

Elektrotechnik.

Die Einwirkung der durch den eisernen Schiffskörper fliessenden Flächenströme auf das Kompassfeld. (*C. Arldt.*) Es werden zwei Formeln aufgestellt, die gestatten, bei elektrischen Anlagen an Bord die durch Flächenströme hervorgerufene Beeinflußung des Kompaßfeldes innerhalb gewisser Grenzen zu bestimmen und von der Größenordnung der Ablenkung der Kompaßnadel eine Vorstellung sich zu machen. An einem Beispiel wird ferner der Nachweis erbracht, daß dieser Einfluß unter Umständen Werte ergeben kann, die nicht unberücksichtigt bleiben dürfen. Man wird sie umso mehr zu beachten haben, je größer der Umfang der elektrischen Anlagen an Bord wird. Würde statt Gleichstrom Drehstrom verwendet, so würde jede Kompaßbeeinflußung durch die elektrische Anlage wegfallen. Aber nicht die Kompaßverhältnisse allein sprechen für die Einführung des Drehstromes, sondern hierbei müssen auch vor allem die übrigen günstigen Eigenschaften des Drehstromes, besonders des Drehstrommotors maßgebend sein. 18 Fig. (Elektrotechn. Zeitschrift 1906, S. 1085—1089.) *Br.*

Einphasen-Wechselstrommotor. (*Reyval.*) Das Feld des 40 PS-Einphasenmotors für 250 Volt Klemmenspannung besteht aus lamelliertem Eisen und ist in einem Stahlgußgehäuse eingebaut; neben einer gewöhnlichen Hauptstromwicklung ist eine in halbgeschlossenen Nuten in den Polen gelagerte Kompensationswicklung angeordnet. Der Anker ist von gewöhnlicher Bauart mit rechteckigen Nuten. Auf dem Grunde derselben liegen Neusilberwiderstände, die zwischen die mit Aequipotentialverbindungen versehene Wicklung und den Kommutator geschaltet sind. Zur Lüftung sind große Kanäle in dem Anker vorgesehen. Die Bürstenhalter sind auf einem drehbaren Ringe gelagert. Zum Anlassen wird der Motor aus einem Spartransformator stufenweise mit Spannungen von 125 Volt an gespeist. 3 Fig. (L'Eclairage Electrique 1906/1907, S. 167—169.) *Pr.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Drahtseilbahn. (*Dieterich.*) Zum Anschluß der Famatina-Erzgruben (in den nordargentinischen Kordilleren) an die Eisenbahn Buenos Aires—Chilecito wurde eine *Bleichert*sche Drahtseilbahn für Güter- und Personenbeförderung erbaut, welche die längste, höchste und kühnste Bahnanlage darstellt. Die 34,67 km lange Bahn mit 3510 m Höhenunterschied für eine stündliche Leistung von 40 t abwärts und 20 t aufwärts (die längste bisherige Drahtseilbahn, 30 km, leistet bei geringer Steigung nur 5 t stündlich) ist in acht Teilstrecken eingeteilt, deren Längen, Höhen und Steigungen sind:

Teil-strecke	Höhenunterschied m	Einzellänge m	Gesamtlänge km	Steigung °/oo
I	463,83	8958	8,958	51,78
II	435,05	8486	17,444	51,26
III	565,18	3054	20,498	185,08
IV	149,76	3095	23,593	48,39
V	554,61	1946	25,539	284,94
VI	666,88	2267	27,806	294,06
VII	460,53	3072	30,878	149,89
VIII	232,14	3450	34,328	67,27

Der Anfangspunkt Chilecito liegt auf 1075,60 m über Meer, der Endpunkt Upulungos auf 4603,58 m, so daß der zu überwindende Höhenunterschied 3527,98 m beträgt.

Die Bahn ist in der bekannten *Bleichert*schen Anordnung ausgeführt: An festen Tragseilen hängen mittels kleiner Laufwerke die Wagen (500 kg Ladung, Wagenentfernung 112 m), welche durch ein ständig bewegtes Zugseil (2,5 m/sek Geschwindigkeit) fortbewegt werden. Als Kupplungen der Wagen am Zugseil sind solche mit kraftschlüssiger Schließwirkung verwendet. Mit Hilfe eines im Laufwerk verschiebbaren Gleitstückes wirkt das Wagengewicht auf einen senkrecht zur Seilrichtung schwingenden Doppelhebel, dessen einer Arm als Klemmbacke ausgebildet ist. Obwohl in der Regel bei der Abwärtsfahrt der beladenen Wagen Kraft zurückgewonnen wird, hat man doch für jede Teilstrecke eine Betriebsmaschine aufgestellt, welche auch als Geschwindigkeitsregler wirken. Die Anordnung erfolgte derart, daß je eine Betriebsmaschine mittels Doppelantriebes zwei anschließende Strecken antreibt. Da sich auf der 9 km langen Strecke I die Tragseile nicht in einem einzigen Stück unter gleichmäßiger Spannung halten lassen, so ist diese Strecke durch drei Spannvorrichtungen (Kasten mit großen Betongewichten) in vier Teile geteilt. Die Wagen werden in den Zwischenstationen von einem Tragseil auf das andere auf festen Hängeschienen übergeführt, ohne daß das Zugseil unterbrochen ist. Auf Teilstrecke IV sind die Seile durch einen 300 m langen gebohrten Tunnel geführt. Zur Unterstützung der Tragseile dienen 275 Stück 3 bis 40 m hohe Eisenstützen, deren Entfernung 100 bis zu 900 m beträgt. Die Tragseile sind in der Hauptsache Spiralseile von 150 kg/qmm Bruchfestigkeit und zwar für die fünf oberen Strecken mit 35 mm Durchmesser für das Lastseil und 28 mm Durchmesser für das Leerseil, auf den beiden unteren Teilstrecken mit 30 bezw. 25 mm Durchmesser. An besonders beanspruchten Stellen sind verschlossene Seile von 30 mm Durchmsser für die Lastseile bezw. 22 mm für die Leerseile eingefügt. Zur Verbindung der einzelnen Seillängen sind die *Bleichert*schen Ringkeilkupplungen verwendet. Die Tragseile, welche das eigentliche Gleis bilden (nur in den Stationen und Tunnel bestehen Schienen), werden am oberen Ende verankert und durch eine auf das andere Ende einwirkende Spannvorrichtung unter gleichmäßiger Spannung gehalten (insgesamt 19 Verankerungs- und Spannvorrichtungen. Die Zugseilspannung schwankt von 3000—5000 kg, daher wurde ein Zugseil von 18 mm Durchmesser aus zähem Gußstahl von 180 kg/qmm gewählt, das bei 22000 kg rechnerischer Bruchfestigkeit bei stärkster Beanspruchung noch eine 4,5 fache Sicherheit bietet. Als Spannvorrichtungen für das Zugseil dienen besondere Spannwagen auf Schienen. Das Zugseil wird auf der freien Strecke von dem Wagen und von auf den Stützen angebrachten Schutzrollen getragen. Da letztere starker Abnutzung unterworfen sind, sind die Rollen geteilt ausgeführt und mit leicht auswechselbaren Rilleneinlagen aus zähem Schmiedeeisen versehen. Die Betriebsmittel sind Wagen (mit automatischer Kupplung) aus Stahlblech und haben 0,3 cbm Inhalt entsprechend 500 kg Nutzlast. Zur Wasserversorgung des oberen Teiles dienen besondere Wagen mit Wasserkessel von 0,5 cbm Inhalt, ebenso zur Beförderung langer Eisenstücke, Grubenhölzer, Kisten usw. Zur zeitweisen *Personenbeförderung* sind viersitzige Kasten bestimmt mit einer seitlichen Tür und Fenstern, welche in einem normalen Laufwerk hängen. Ein Ausbau dient zur Aufnahme von Wasser sowie der Postgüter. Die Kontrolle der Fördermengen erfolgt durch eine Schnellwage mit Zählvorrichtung und Selbstdruckern. Zum regelmäßigen Schmieren der Tragseile wird ein Schmierwagen mit eingebauter Umlaufpumpe verwendet, bei welchem das Oel in feinem Strahl zwischen den geteilten Rädern austritt. Eine einmalige Füllung schmiert auf 10 km Länge. Zum Schmieren des Zugseiles (Firnissen zum Verhindern von Rostansatz) erhalten die Stationen besondere Schmiervorrichtungen, durch welche das Seil hindurchgeht. Über die Absteckung der Bahn und einige Erdarbeiten wird weiterhin berichtet. 48 Fig. (Schluß folgt.) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, S. 1769—1778 u. 1826—1831.)

A. M.

Elektrischer Betrieb auf der Wiener Stadtbahn. (*Rosa und List.*) Zu dem Versuchsbetrieb hat die Firma *Křižík* in Prag eine zweiachsige Lokomotive von 29 t Gewicht geliefert, die mit zwei Gleichstrom-Doppelmotoren von 200 PS angetrieben wird. Die Anker der Doppelmotoren, die je für 750 Volt gebaut sind, bleiben dauernd hintereinander geschaltet; desgleichen liegen die beiden Motorgruppen hintereinander, wobei die gemeinsame Klemme geerdet, d. h. durch das Gestell mit den Schienen leitend verbunden und die Außenklemmen über die Schaltapparate an die Stromabnehmer angeschlossen sind. Letztere entnehmen aus den verschiedenpoligen Fahrleitungen Strom von 3000 Volt. Die Fahrschienen dienen als Mittelleiter. Auf den Versuchsstrecken ergab sich trotz der geringeren mittleren Streckenlänge von 625 m, einer 332 m langen Steigung von 21 v. T. und Krümmungen von 120 m Halbmesser ein Kraftverbrauch von 48 Wat/std. f. d. Tonnenkilometer.

Für die Oberleitung ist 8 förmiger Kupferdraht von 115 qmm Querschnitt gewählt. Die Entfernung der beiden Drähte eines Gleises beträgt 1400 mm, die Höhe über Schienenoberkante 5200 mm. Zur Aufhängung dienen Drahthalter mit doppelter Isolation, die mittels Stahldraht und Wirbelrillenisolatoren aufgehängt sind. Die Strecke ist zweigleisig und die beiden Außendrähte liegen an einer, die beiden Innendrähte an der anderen Klemme des Stromerzeugers. Hierdurch wird eine einfache Bauart der Luftweichen ermöglicht. Die Rangiergleise haben nur einen Oberleitungsdraht, sodaß dort die Lokomotivmotoren zwischen der Leitung und den Schienen, d. h. an der halben Spannung liegen. Die Lokomotive hat 3000 mm Radstand, Laufräder von 1200 mm Durchmesser und eine Gesamtlänge von 7850 mm zwischen den Puffern. Die Motoren entsprechen im wesentlichen der üblichen Bauart von Gleichstrom-Bahnmotoren. Die Ankerwicklung besteht aus hochkantig gebogenen Ankerstäben, die nach Umwicklung mit Band und Lacktränkung in Mikanitrinnen eingelegt, abermals mit Band umwickelt, und nach einer zweiten Tränkung im Ofen getrocknet wurden. Beim Einlegen in die Nuten sind letztere noch mit Preßspan und Excelsiorleinen ausgelegt. Die Isolation wurde mit 4000 Volt Wechselstrom eine halbe Stunde lang geprüft. Die vier Bürstensätze sind an einer von außen verstellbaren Platte aus Isoliermaterial befestigt. Die Hauptabmessungen der Motoren sind ausführlich angegeben. Der Fahrschalter hat neben der Umschaltwalze und zwei Fahrwalzen, an denen jeder Kontakt mit magnetischer Funkenlöschung versehen ist, besondere durch unrunde Scheiben und Hebel gesteuerte Haupt- und Erdaus-schalter, die aus zwei auf Hebeln gelagerten Kohlenkontakten bestehen. Beim Anfahren werden die vier hintereinandergeschalteten Motoren unter Verwendung von Vorschaltwiderständen zuerst zwischen eine Fahrleitung und Erde und nachher zwischen die beiden Fahrleitungen gelegt. Die Walzenstromabnehmer haben Parallelogramm-Bauart und hörnerartige Holzansätze zur Erleichterung des Befahrens von Weichen. Sie sind unter Verwendung von Holzrahmen und Ambroinisolatoren auf dem Lokomotivdache befestigt. Dort sitzen auch die Hörnerblitzableiter. Besondere

Sorgfalt wurde den ausschaltbaren Sicherungen und der Bauart der selbsttätigen Höchststromausschalter gewidmet, die zugleich als Notausschalter dienen. Die Widerstände sind bifilar gewickelt und mit Asbest und Glimmer isoliert. Zum Sandstreuen und für die Pfeife wird Druckluft durch einen Kompressor, für die Hardybremse die Sauglult durch Luftpumpen erzeugt. Die elektrische Bremsung wird durch besondere Bremsschalter geregelt. Den Strom für die Versuchsstrecke liefern zwei 225 KW 1500 Volt Gleichstromerzeuger, die durch einen 680 PS 5000 Volt Drehstrommotor mit Kurzschlußanker gespeist werden. 28 Fig. (Elektrotechnik und Maschinenbau 1906, S. 881—887 und 901—908.) *Pr.*

Technische Chemie.

Reinigung der Abwässer. (*H. Schreib.*) In den letzten Jahren sind nur geringe Fortschritte gemacht worden, besonders weil bei der Erbauung, Leitung und Ueberwachung von Kläranlagen dem Chemiker meist nur eine untergeordnete Rolle zugewiesen wird, obwohl die Chemie bei der Abwässerfrage an erster Stelle stehen muß.

Das *Rieselverfahren* scheint allen anderen Reinigungsarten überlegen und viel häufiger anwendbar zu sein, als seine Gegner bisher behaupteten. Der Befürchtung, daß die Rieselfelder beim Rieseln mit städtischer Kanaljauche Krankheiten verbreiten könnten, ist nicht eingetroffen; auf dem *Berliner* Rieselgebiet ist der Gesundheitszustand so gut, daß die bisher durchgeführte Krankheitsstatistik künftig als überflüssig wegfallen soll. Das *Eduardsfelder* Verfahren, bei dem die Felder mit Wasserfäkalien bespritzt werden, soll auch in *Breslau* und *Osterode* eingeführt werden; an letzterem Orte sollen täglich 6—700 cbm Jauche auf 900 Morgen verspritzt werden.

Das *biologische Verfahren* ist in England an mehr als 300 Stellen in Anwendung; die gereinigten Abwässer werden schließlich vorschriftsmäßig noch einer Nachberieselung unterworfen. Nur wo kein Land dazu vorhanden oder der Bodenwert zu hoch ist, darf die Nachberieselung unterbleiben. Häufig werden die Abwässer chemisch vorbehandelt, was dem biologischen Prozeß nichts schadet. Von größeren biologischen Anlagen in Deutschland hat man noch nichts gehört. Ueber die Einzelheiten des biologischen Verfahrens ist man in vielen Punkten noch nicht klar. Nach *Thumm* sind die Anlage- und Betriebskosten guter biologischer Anlagen erheblich höher, als meist angenommen wird.

Die *mechanische Reinigung* ist in einer Versuchsanlage zu *Köln* von *Steuernagel* eingehend geprüft worden. Die Durchlaufsgeschwindigkeit durch die Klärbecken kann größer genommen werden, als früher berechnet wurde. Während der Klärung vermindern sich auch die gelösten organischen Stoffe ein wenig.

Die *Verwertung des Schlammes*, der sich in den Reinigungsanlagen absetzt, durch *Vergasen*, ist zu teuer. Die Kosten der Vergasung von 1 cbm Schlamm betrugen 36—50 M.; 1 cbm gewonnenen Gases hatte einen Heizwert von 3000 — 3370 Kal. und kostete 36 – 42 Pfg. In Kassel gewinnt man *Fett* aus dem Schlamm; diese Anlage soll jetzt einen Ueberschuß abwerfen. *Kremer* will die leichteren Schwimmstoffe der städtischen Abwässer, die verhältnismäßig viel Fett enthalten, gesondert auffangen und auf Fett verarbeiten; dieser Vorschlag erscheint sehr vorteilhaft. Auch in *Manchester* und *Bradford* wird der Schlamm auf Fett verarbeitet.

Besonders wichtig ist die Abwässerfrage auch für Zuckerfabriken, die unter ihren Abwässern sehr zu leiden haben. Das Diffusionsverfahren von *Pfeiffer*, bei dem die Abwässer völlig beseitigt werden, scheint sich zu bewähren.

Ueber das *Kohlebreiverfahren* konnte *Schreib* keine zuverlässigen Angaben erlangen; er bezweifelt, daß mit 2¼—3 kg Schlamm eine PS-Stunde erzeugt werden kann.

Sehr wertvolle Dienste wird für die Zukunft das *Wasserbuch* leisten, das die Ergebnisse der Untersuchungen an deutschen Flüssen über Wasserführung, Stromgeschwindigkeit, Härte, natürliches Säurebindungsvermögen usw. enthalten soll. Auf Antrag von Prof. *C. Weigelt* ist eine Kommission zur Schaffung dieses Buches eingesetzt worden, der Vertreter der verschiedensten Industriezweige angehören. (Chemikerzeitung 1906, S. 1111—1114.) *A.*

Chlorkohlenstoff, der zur Entfettung von Knochen bei der Leimdarstellung vorgeschlagen wird, greift Gußeisen an, wie Dr. *Aldo Bolis* in *Mailand* durch eingehende Messungen feststellte. Ist der *Tetrachlorkohlenstoff* wasserfrei, so bleibt der Angriff gering; er wird dagegen bei Gegenwart von Wasser so stark, daß gußeiserne Gefäße für diese Knochenentfettung ungeeignet sind. (Chemikerzeitung 1906, S. 1117—1118.) *A.*

Wasserbau.

Selbstladender Saugbagger. Der 1903 gebaute Bagger dient zur Herstellung einer Schiffahrtsrinne in der Mersey, durch die den größten Ozeandampfern der Zugang zum Hafen von Liverpool erleichtert werden soll. Der Umfang der notwendigen Baggerungen geht aus der Angabe hervor, daß 1899 — 1905 77 Millionen Tonnen Sand gebaggert wurden; das Baggern und Beiseiteschaffen von 1 t Sand kostete etwa 4 Pfg. Der Bagger hat zwei seitliche Saugrohre, für spätere Anfügung eines dritten Saugrohres ist ein mittlerer Ausschnitt des Rumpfes vorgesehen. Die Länge des Schiffes beträgt 101,15 m, die Breite 16,02 m, der mittlere Tiefgang bei Last 5,33 m, die höchste Baggertiefe 19,80 m, die Fahrgeschwindigkeit 10 Knoten. Zur Bewältigung der Baggerleistung von 4500 t Sand i. d. Stunde leisten die Pumpen 800 PS, die Leistung der Betriebsmaschinen beträgt 2000 PS. Die Ladefähigkeit an Baggergut beträgt 3500 t. Vorn liegt ein Magazin, der Kettenschacht und das Mannschaftslogis, in der Mitte acht Sandbehälter in zwei Reihen zu je vier zu beiden Seiten des mittleren Einschnittes. Die seitlichen Saugrohre hängen an Flaschenzügen und können hochgeheißt und auf Deck niedergelegt werden. Hinten liegt die Pumpenkammer, Kohlenraum, Maschinenkammer, Kessel, Kabinen der Offiziere, Magazin und Ballastraum. Bei den Abnahmeversuchen wurde eine Geschwindigkeit von 10,32 Knoten bei 93 Umdrehungen erreicht. Die Sandbehälter erstrecken sich über 35,35 m Länge, die Leerung erfolgt mittels Ventils, das in einem schwach konischen, in der Mitte des Sandbehälters herabreichenden Rohres liegt, mittels Wasserdruck betätigt wird und eine Oeffnung von 1,20 m Durchm. freigibt. In 5 — 10 Minuten können so 3500 t Sand aus den acht Behältern entleert werden. Behufs Wasserabscheidung aus dem Baggergut ist ein Dom auf die Hopper aufgesetzt, das Wasser fließt über und unter Deck zurück, da die Geschwindigkeit im Augenblick des Eingusses verzögert wird. Die mitzurückfließende Sandmenge beträgt nur ½ bis 1 v. H., während sie bei bisherigen Konstruktionen bis 20 v. H. erreichte, wodurch unregelmäßige Ablagerungen an den Baggerstellen entstanden und beständiges Sondieren notwendig wurde. Das untere Ende des Saugrohres hat die Form eines Kreisquadranten und ist durch ein Gitter verschlossen, der Sandgehalt des Baggerguts beträgt 35 — 49 v. H. Die Saugpumpen (System *Gwinne*) fördern stündlich 4200 t Sand aus 13,20 m Baggertiefe. An den Drehpunkt des Ventilrohres ist mittels Kniestück das Saugrohr angeschlossen, das Kniestück gleitet in einer senkrechten Schlittenführung; die Saugrohre werden durch eine gemeinsame Dampfseilwinde mit vier Trommeln gehoben und gesenkt. Jede der Pumpen saugt in die Behälter auf einer Seite, doch ist ein Wechselrohr mit Schieberverschluß vorhanden. Das zur Betätigung der Leerungsventile gebrauchte Preßwasser von 50 at liefert eine Dampfpumpe. Die Füllung der acht Behälter kann in ¼ Std. erfolgen. (Le Génie Civil 1906, Bd. 49, S. 373—374.) *S.*

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 4. Berlin, 26. Januar 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Vereinfachte Spannungsermittlung der Kranlaufschiene.

Von **W. L. Andrée**, Duisburg.

Der Versuch, die wahren Spannungsverhältnisse einer unmittelbar auf Mauerwerk ruhenden Kranlaufschiene zu ermitteln, dürfte eine undankbare theoretische Spekulation sein. Da aber die Praxis einer annehmbaren Lösung dieser Aufgabe bedarf, so sei folgende einfache Behandlung des Falles empfohlen.

Von der Gewißheit ausgehend, daß die Lastverteilung durch die sich durchbiegende Schiene auf das Mauerwerk nach einer symmetrischen Kurve verläuft, soll angenommen werden, dieselbe sei eine Parabel, deren Scheitelhöhe gleich ist der größten zulässigen Beanspruchung k_m des Mauerwerks.

Der Inhalt dieses „parabolischen Belastungskörpers", dessen Breite gleich der Breite b des Schienenfußes ist, muß so groß sein als der äussere Druck $2\,R$, nämlich

$$2\,R = \frac{2}{3} \cdot 2\,a\,k_m\,.\,b,$$

woraus sich die Länge der Kurve

$$a = \frac{3\,R}{2\,b\,k_m}$$

berechnen läßt.

Hier ist zu bemerken, daß $2\,R$ der Druck eines Rades auf die Schiene bedeutet.

Denkt man sich die Schiene im Kraftangriff bei D

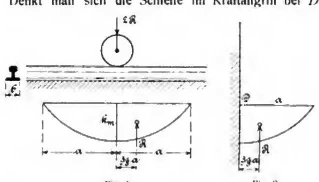


Fig. 1. Fig. 2.

eingespannt, so tritt für diesen gefährlichen Querschnitt, wenn der Schwerpunkt des Parabelkörpers (Fig. 2) im Abstand $\frac{2}{3}\,a$ von D liegt, ein Moment auf von der Größe

$$M = R \cdot \frac{3}{8}\,a,$$

welches einer Beanspruchung des Schienenmaterials entspricht von

$$\sigma = \frac{M}{W},$$

wo W das Widerstandsmoment der Schiene bedeutet.

Diese Beanspruchung sowie die *spezifische Pressung* k_m des Mauerwerks treten mit ziemlicher Wahrscheinlichkeit auf, wenn Schiene und Mauerwerk gleichmässig ihre Form verändern bis zu einem Höchstbetrage von

$$f = \frac{1}{12}\,\frac{R\,.\,a^3}{J\,.\,b\,E}$$

gemessen unter der Last $2\,R$ (Fig. 3).

Die Formveränderung f, als Durchsenkung der Schiene aufgefasst, ermittelt sich wie folgt: (Fig. 4).

Fig. 3.

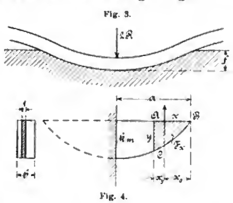


Fig. 4.

Wir denken uns den parabolischen Belastungskörper (Lastverteilung zwischen Schiene und Mauerwerk) in Flächenstreifen von der Dicke 1 und dem Gewicht $\frac{R}{b}$ zerlegt. Die Parabelgleichung eines solchen Streifens lautet

$$y = \frac{k_m}{a^2}\,x\,(2\,a - x),$$

so daß der Inhalt der Fläche $A\,B\,C$

$$F_x = \frac{k_m}{a^2}\,x^2\left(a - \frac{x}{3}\right)$$

beträgt.

Der Schwerpunkt derselben bestimmt sich aus

$$\int_0^x y\,x\,d\,x = \frac{k_m}{a^2}\left(a\,x^2 - \frac{x^3}{3}\right)x_0 = \frac{k_m}{a^2}\int_0^x x^2\,(2\,a - x)\,d\,x,$$

nämlich zu

$$x_0 = \frac{\int_0^x x^2\,(2\,a - x)\,d\,x}{a\,x^2 - \frac{x}{3}} = \frac{3}{4}\,x \cdot \frac{\frac{8}{9}\,a - \frac{x}{3}}{a - \frac{x}{3}} = \text{annähernd}\,\frac{5}{8}\,x$$

oder

$$x_n = x - \frac{5}{8}x = \frac{3}{8}x.$$

Nun benutzen wir die Beziehung

$$f = \frac{1}{J \cdot E}\int_0^a M_x \frac{\partial M_x}{\partial X}\,d\,x,$$

wo

$$M_x = \frac{k_m}{a^2}\,x\left(a\,x^2 - \frac{x^3}{3}\right)\frac{3}{8}\,x - X\,x$$

das statische Moment des Flächenstreifens $A\,B\,C$, vermindert um das statische Moment einer gedachten Kraft X, bezogen auf den Querschnitt im Abstande x, bedeutet, bestimmen

$$\frac{\partial M_x}{\partial X} = -x$$

und gelangen nach Einführung dieser Werte zu dem Ergebnis

$$f = \frac{3}{8}\,\frac{k_m}{a^2 J E}\int_0^a\left(\frac{x^5}{3} - a\,x^4\right)d\,x + \frac{1}{J E}\int_0^a X\,x^2\,d\,x.$$

Nach Beseitigung der gedachten Kraft X tritt nunmehr die wirkliche Durchsenkung ein und zwar ergibt sich durch Auflösung des Integrals

$$f = \frac{3}{8}\cdot\frac{k_m}{a^2 J E}\left(\frac{a^6}{18} - \frac{a^6}{5}\right) = \frac{39\,k_m\,a^4}{720\,J\,E}.$$

Sodann für k_m den eben gefundenen Wert eingesetzt erhalten wir schließlich

$$f = \frac{117}{1440}\cdot\frac{R\,a^3}{J\,.\,b\,.\,E} = \sim\frac{1}{12}\,\frac{R}{J\,.\,b\,.\,E},$$

wobei zu bemerken ist, daß $J\,.\,b$ das Trägheitsmoment des ganzen Schienenquerschnittes darstellt.

Nunmehr möge überlegt werden, daß, solange das Mauerwerk weniger seine Form verändert als die Schiene, diese wahrscheinlich die oben ausgedrückte Beanspruchung

$$\varphi = \frac{M}{W} = \frac{3}{8}\,\frac{R\,a}{W}$$

nicht erleiden wird.

Dementgegen aber erwarten wir eine grössere Inanspruchnahme, wenn das tragende Material sehr nachgiebig ist.

Es erheischt daher eines gewissen Grades treffsicheren Gefühls, um von Fall zu Fall zu beurteilen, ob die Deformation des unterlegten Stoffes unter der gerechneten Durchsenkung der Schiene bleibt.

Im allgemeinen aber dürfte, wo es sich um Mauerwerk handelt, bei gut gewählter Fußbreite der Schiene eine günstige Auflösung des verwickelten Zusammenarbeitens aller Faktoren stattfinden, so daß die Schiene ohne Bedenken nach vorgeführter Formel

$$\varphi = \frac{3}{8}\,\frac{R\,.\,a}{W} = \frac{9}{16}\cdot\frac{R^2}{W\,.\,b\,.\,k_m}$$

bemessen werden kann.

Die Entwicklung der Steinkohlengaserzeuger für den Hüttenbetrieb.

Von Ingenieur **Gille**.

(Schluß von S. 40 d. Bd.)

Die *Bildt*sche Beschickungsvorrichtung (s. S. 40) hat sich außer in Schweden, der Heimat des Erfinders, hauptsächlich in Amerika eingebürgert, in Deutschland hat sie nur vereinzelt Eingang gefunden. Die Beschickungsvorrichtung des Amerikaners *Edwards* ist in ihrer Anwendung auf Amerika beschränkt geblieben, das Hindernis für ihre Ausbreitung war der von seinem Landsmann *George* erfundene verbesserte Beschickungsapparat, der sich in Amerika schnell eingeführt hat und in den letzten Jahren auch in Deutschland festen Fuß gefaßt hat. Die *George*sche Beschickungsvorrichtung ist zusammen mit dem *Morgan*-Generator in Fig. 28 dargestelllt. Sie besteht aus dem Vorratsrumpf mit einer unter der Einschnürung hängenden kegelförmigen Verteilungsplatte und einem besonderen Verteilungstrichter. Letzterer hat unten eine engere Oeffnung, welche exzentrisch zur oberen liegt, so daß die Wände eine allseitig verschiedene Neigung haben. Der Trichter ist mit der Verteilungsplatte durch Rippen verschraubt, beide sind an einem Bolzen drehbar aufgehängt, welcher in einer an dem Vorratsrumpf befestigten Nabe gelagert ist. Die Kohle wird in den Vorratsrumpf durch einen Einfülltrichter aufgegeben, der durch eine an einem Doppelhebel hängende kegelförmige Glocke geschlossen wird. Zwischen Vorratsrumpf und Verteilungstrichter einerseits und Abdeckplatte und Verteilungstrichter andererseits sind Wasserverschlüsse angeordnet. Zum Schutz gegen Verbrennen ist der Verteilungstrichter mit einem ihn nicht vollständig umschließenden Kühltrog versehen, dessen Form durch die excentrische Aufhängung des Trichters bedingt ist. Das Kühlwasser fließt zunächst in den oberen Ringbehälter des Verteilungstrichters, gelangt von hier aus in den Kühltrog und fließt von diesem in die als Schale ausgebildete Abdeckplatte, von wo aus es in das Aschenbecken des Gaserzeugers geleitet wird. Der Beschickungsapparat ruht mit Rippen, welche an dem Vorratsrumpf angegossen sind, auf drei Säulen, die ihrerseits auf der Abdeckplatte stehen. Zum Auflockern des Brennstoffes sind in dem Vorratsrumpf einige mit Stopfen verschließbare Oeffnungen vorgesehen. Der Verteilungstrichter und die mit ihm verbundene Verteilungsplatte wird mittels eines von einem Exzenter angetriebenen Klinkwerks gedreht, das in einem

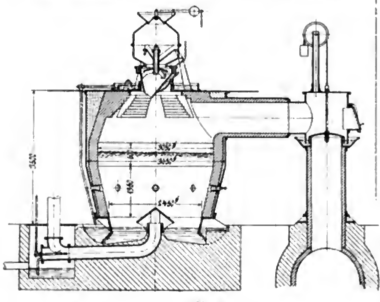


Fig. 28.

an der Aussenrippe des Trichters angegossenen Zahnkranz eingreift. Der Brennstoff wird aus dem Vorratsrumpf über den Rand der Verteilungsplatte geschoben und fällt in den exzentrischen Trichter, von dem aus er je nach der Neigung der Innenfläche, die er gerade berührt, mehr oder weniger weit vom Mittelpunkt entfernt in den Schacht des Gaserzeugers gleitet. Die drehende Bewegung des Verteilungstrichters bringt es mit sich, daß der Brennstoff über eine Kreisfläche gestreut wird. Der Durchmesser der Streufläche hängt von dem Abstand zwischen der Oberfläche der Brennstoffsäule und dem Beschickungsapparat ab.

Die Beschickungsvorrichtungen arbeiten am zweckmäßigsten mit Material gleicher Stückgröße, also Nußkohle; für Förderkohle sind sie weniger geeignet, weil die feineren Kohlenpartikelchen beim Verlassen des Apparates von dem Gasstrom mitgerissen werden, wodurch je nach der Beschaffenheit der Kohle ein mehr oder minder großer Verlust verursacht wird, abgesehen von den Betriebsstörungen, welche die Ablagerung des Staubes in den Kanälen hervorrufen kann. Die Stückgröße der Kohle darf natürlich den Abstand zwischen Verteilungsplatte und Unterkante Einschnürung des Vorratsrumpfes nicht überschreiten. Der Kraftbedarf für den Betrieb der Beschickungsvorrichtungen ist so gering, daß er für die Erzeugungskosten des Gases kaum in Betracht kommt.

Der in Fig. 28 ebenfalls dargestellte *Morgan*-Generator besteht aus einem auf einem gußeisernen Ring lose aufgesetzten, unten enger werdenden Blechmantel, der in üblicher Weise feuerfest ausgemauert ist. Das Mauerwerk kragt oben über und schließt an eine Rippe der Abdeckplatte an. Der Tragring ist geteilt und ruht mit vier Rippen auf dem Fundament, der innere Schenkel taucht in das mit Wasser gefüllte Aschenbecken und bewirkt den Abschluß. In einem Abstand von etwa 1 m über Flur sind in der Wand des Gaserzeugers eine Anzahl Schürlöcher angebracht, welche durch Stopfen geschlossen werden. Weitere durch übergestülpte Glocken geschlossene Schürlöcher befinden sich in der Abdeckplatte. Die Windzuführung geschieht bei den ursprünglichen *Morgan*-Generatoren durch ein Dampfstrahlgebläse mit regulierbarer Lufteintrittsöffnung, in Deutschland wird jedoch aus früher angegebenen Gründen die in der Zeichnung angegebene Luftzuführung vorgezogen, bei welcher Luft und Dampf getrennt in die Leitung geblasen werden. Der in dem Leitungsrohr kondensierende Dampf wird in ein Bassin geleitet, das auch das aus dem Aschenbecken überfließende Wasser aufnimmt. Die Entwässerung dieses Behälters liegt so hoch über dem Einlauf des Kondenswassers, daß keine Luft aus der Windleitung austreten kann. Die Verteilung der Luft im Generator erfolgt durch eine kegelförmige Haube, deren Rand nur wenig über dem Wasserspiegel liegt. Die Ausbildung dieser Haube ist für den guten Gang des Gaserzeugers von wesentlichem Einfluß.

Im Betriebe wird der Schacht des Generators bis etwa zur Höhe der Stochöffnungen mit Asche gefüllt gehalten. Diese hohe Aschenschicht schützt die Windhaube vor Verbrennen und dient ferner dazu, die Luftverteilung gleichmäßig zu gestalten, indem sie besonders dazu beiträgt, daß in der Höhe, wo die Verbrennung der Kohle stattfindet, die Luft auf dem ganzen Querschnitt des Schachtes in gleicher Menge und mit gleichem Druck mit dem Brennstoff in Berührung kommt. Die Höhe der auf der Asche ruhenden Kohlenschicht beträgt 700—900 mm. Das Gas entweicht durch eine seitlich anschließende wagerechte Leitung, welche von der Hauptgasleitung durch ein Ventil abgesperrt werden kann. Dieses Ventil ist in der Figur mit Wasserabschluß versehen, eine Anordnung, welche den Vorteil gewährt, daß der Abschluß vollständig dicht ist und Ablagerungen ohne Betriebsunterbrechung unter dem Rand des Ventilgehäuses her entfernt werden können, aber auch den Nachteil hat, daß durch Verdampfen des Wassers der Feuchtigkeitsgehalt des Gases vermehrt wird.

Ein im *Morgan*-Generator aus westfälischer Steinkohle mit 77 v. H. C-Gehalt erzeugtes Gas hat etwa folgende Zusammensetzung in Vol. v. H.: CO_2 — 4, CO — 25, CH_4 — 3, H — 16, N — 49, mit einem unteren Heizwert von 1450 WE f. d. cbm. In dem kalten Gase sind etwa 73 v. H. des Heizwertes Kohle enthalten. Diese Zahlen dürften auch für die anderen Gaserzeuger mit unterem Wasserverschluß zutreffend sein. Der gute Wirkungsgrad dieser Generatoren ist außer auf die fast vollständige Wärmeausnutzung der Asche noch darauf zurückzuführen, daß nur 1 — 2 v. H. des Kohlenstoffgehaltes der Kohle mit der Asche verloren gehen.

Den Vertrieb der *Morgan*-Generatoren hat die Firma *Erhard & Sehmer* in Schleifmühle bei Saarbrücken übernommen, welche dieselben in zwei Größen ausführt, mit 3050 und 2540 mm lichten Schachtdurchmesser. Das größere Modell vergast in 24 Stunden 12—15 000, das kleinere 7—9000 kg Steinkohle.

Die Aufstellung der neueren Gaserzeuger geschieht häufig so, daß sie halb über, halb unter Flur stehen, um es zu ermöglichen, die Kohle aus den Eisenbahnwagen unmittelbar auf die Bedienungsbühne und die Asche aus dem unteren Raum bis auf Hüttenflur zu schaufeln. Der besseren Uebersichtlichkeit und Beaufsichtigung wegen ist es aber, wenigstens bei größeren Anlagen, vorzuziehen, die Gaserzeuger ganz über Flur aufzustellen. Fig. 29, 30 und

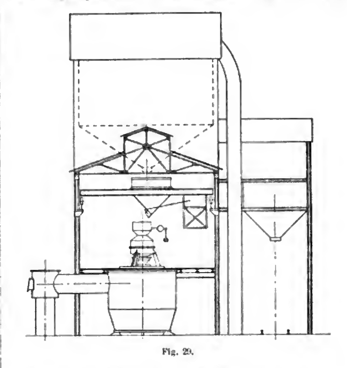


Fig. 29.

31 stellen zwei derartige Anlagen dar. Bei der ersteren, (Fig. 29), welche amerikanischen Ursprungs ist, schließt sich an das Generatorengebäude, in welchem die Gaserzeuger in einer Reihe nebeneinander liegen, ein hochliegender Vorratsbehälter für Kohle an, der durch ein Becherwerk gespeist wird. Aus diesem Behälter wird die Kohle von einem die Gaserzeuger bestreichenden elektrisch betriebenen Trichterkran entnommen und an die einzelnen Beschickungsvorrichtungen abgegeben. Da diese aber nur eine für 1 — 2 Stunden ausreichende Menge Kohlen aufnehmen können, so muß der Kran beständig hin- und herfahren. Die Asche wird in eine Grube gestürzt und aus dieser mittels eines Becherwerks in einen über dem Gleise angeordneten Hochbehälter geschafft, aus welchem sie un-

mittelbar in die Eisenbahnwagen abgelassen werden kann.

Die in Fig. 30 im Querschnitt und in Fig. 31 im Grundriß abgebildete Gaserzeugungsanlage ist eine deutsche Konstruktion. Die Kohle wird aus den Eisenbahnwagen in eine Grube geschaufelt, welche von einem mit Selbstgreiferkübel ausgerüstetem Kran bestrichen wird. Der Kran entleert die Kübel in kleine Vorratsbehälter, von welchen sich über jedem Gaserzeuger je einer befindet. Die Auslaufrinnen dieser Behälter münden über den Einfülltrichtern der Beschickungsvorrichtungen. Diese Einrichtung gestattet es, für jeden Generator einen für 1—2 Tage ausreichenden Kohlenvorrat aufzustapeln, so daß bei etwa nötig werdenden Reparaturen am Kran eine Stockung im Generatorbetrieb nicht eintreten kann. Ferner wird der Kran nur während der Tagschicht oder bei kleineren Anlagen sogar nur während einiger Stunden in jeder Doppelschicht betrieben. Die Asche wird durch eine an den Gaserzeugern entlang führende Hängebahn in eine zweite neben der Kohlengrube befindliche Grube gebracht und aus dieser mittels des schon erwähnten Selbstgreiferkrans in Eisenbahnwagen übergeladen. Das Aschengleise liegt rechtwinklig zum Kohlengleise und ist mit diesem durch eine Drehscheibe verbunden.

Die Frage, welches von den vielen Systemen der Gaserzeuger das zweckmäßigste ist, läßt sich nicht ohne weiteres beantworten. Es hängt dieses wesentlich von der Beschaffenheit des Brennstoffes ab, als Korngröße, Backfähigkeit, Wassergehalt, Schlackengehalt und Schlackenzusammensetzung. Daher muß die Form des Schachtes, die Art der Windzuführung, der Winddruck und die Schütthöhe mehr oder weniger für jede Kohlenart durch Ausprobieren festgelegt werden. Es ist aber nicht zu verkennen, daß der rostlose Generator, sei es mit oder ohne Wasserabschluß des Aschenraumes, mehr und mehr an Boden gewinnt. Soweit die Vergasung von Steinkohle in Betracht kommt, hat es sogar den Anschein, daß er bei den großen Vorzügen, die er gegenüber seinem älteren mit Rost versehenen Bruder hat, diesen bald ganz verdrängen wird.

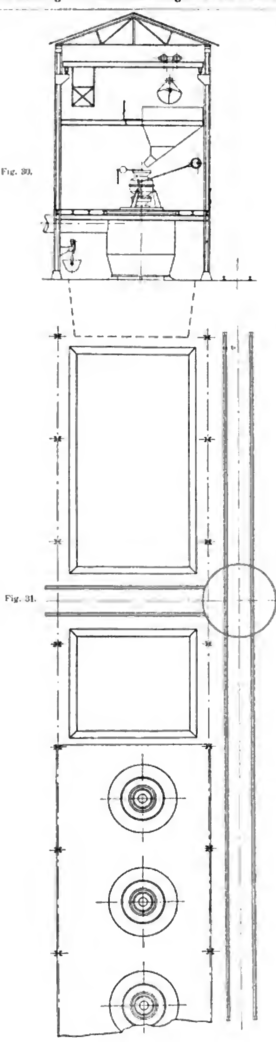


Fig. 30.

Fig. 31.

Ein Nachteil ist allen bisher beschriebenen Gaserzeugern gemeinsam, nämlich daß sie ein durch Teer und Wasserdampf verunreinigtes Gas erzeugen. Der Teer fängt schon bei hoher Temperatur an zu kondensieren und setzt sich in den schmiedeeisernen Leitungen als eine von Staub durchsetzte pechartige Masse, in den gemauerten unter irdischen Kanälen mehr in flockiger Gestalt ab. Die Entfernung dieser Niederschläge besonders aus den erstgenannten Leitungen verursacht hohe Kosten, da dieselben mit der Hacke von den Wandungen gelöst werden müssen, während die gemauerten Leitungen durch Ausbrennen gereinigt werden. Mit Rücksicht hierauf muß der Querschnitt der Gasleitungen bedeutend größer gewählt werden als es bei reinem Gas erforderlich wäre, wodurch wieder höhere Anlagekosten entstehen. Ferner geben die Niederschläge häufig zu Verstopfungen und dadurch zu Betriebsstörungen Veranlassung. Abgesehen hiervon bringt der Teer und Wasserdampfgehalt der Gase auch große Verluste mit sich. Die aus einem Kilogramm westfälischer Kohle entstehende und für Heizzwecke meist verloren gehende Teermenge beträgt im Mittel 40 g mit einem Heizwert von etwa 320 WE. = ∾ 4 v. H. des Heizwertes der Kohle.

Welchen Einfluß der Feuchtigkeitsgehalt auf die Qualität des Gases und die Ausnutzung des Brennstoffes hat, möge nachfolgende wirklichen Verhältnissen entsprechende Rechnung zeigen. Der als mäßig zu bezeichnende Gehalt an Wasserdampf beträgt 80 g f. d. cbm Gas. Das Gas entstammt einem Mischgaserzeuger und hat folgende mittlere Zusammensetzung:

Vol. v. H.		Gewichts. v. H. Trock. Gas		Feucht. Gas	
CO_2	6	CO_2	10,65	CO_2	9,93
CO	25	CO	28,25	CO	26,35
CH_4	2,8	CH_4	1,81	CH_4	1,69
H	15	H	1,22	H	1,13
N	51,2	H	58,07	N	54,16
				H_2O	6,74

1 cbm trockenes Gas wiegt 1,106 kg.
1 „ feuchtes „ „ 1,186 „

Der untere Heizwert von 1 kg trockenem Gas ist 1244 WE.
desgl. von 1 kg feuchtem Gas ist 1158 WE.
Die theoretische Verbrennungstemperatur des trockenen Gases berechnet sich zu 2093 ° C, des feuchten Gases zu 1977 ° C.

Das Gas verläßt den Erzeuger mit 500 ° C und kommt mit 200° an der Verwendungsstelle an. Bei einer spezifischen Wärme des Wasserdampfes von 0,421 + 0,000364 . *t* geht durch die Abkühlung an fühlbarer Wärme verloren (500 — 200) . 0,08 . [(0,421 + 0,000364 . 500) — (0,421 + 0,000364 . 200)] = 16 WE. für jedes cbm Gas.

Bei der Verbrennung des Gases im Ofen wird der Wasserdampf auf die Verbrennungstemperatur erhitzt, gibt einen Teil seiner Wärme an das zu erhitzende Material bezw. an die Ofenwände ab und verläßt den Ofen mit der Temperatur der Essengase. Diese möge im Mittel 600 ° C betragen. Bei einer Temperatur der äußeren Atmosphäre von 20 ° C ist der durch die 80 g Wasserdampfgehalt herbeigeführte Verlust für jedes cbm Gas (600 — 20) . 0,08 . [(0,421 + 0,000364 . 600)—(0,421 . 0,000364 . 20)] = ∾ 30 WE. Der gesamte Verlust beträgt also für 1 cbm Gas 16 + 30 = 46 WE. Bei einem *C*-Gehalt der Kohle von 77 v. H., von welchem 4 v. H. in die Asche gehen und 5 v. H. als Ruß, Teer und Flugasche ausscheiden, werden für 1 kg Kohle 3,85 cbm Gas obiger Zusammensetzung erzeugt. Demnach beträgt der durch den Wasserdampfgehalt bedingte Verlust f. d. kg Kohle 3,85 × 46 = 176 WE. oder 2,2 v. H. des Heizwertes der Kohle. In Wirklichkeit ist der Verlust jedoch noch größer, da ein Teil des Wasserdampfes als hygroskopisches Wasser in den Erzeuger gelangt, daher noch zunächst verdampft und auf die Temperatur der abziehenden Gase erhitzt werden muß. Auf Werken, welche ihre Gaskohlen im Freien lagern oder deren Gaserzeuger mit schlecht arbeitenden Dampfstrahlgebläsen betrieben werden, mag es leicht vorkommen, daß der Wasserdampfgehalt des Gases das doppelte und dreifache des oben angegebenen beträgt und einen entsprechend größeren Verlust verursacht. Leider wird bei Gasuntersuchungen die Bestimmung des Wassergehalts gewöhnlich vernachlässigt und daher für Berechnungen der Wert des trockenen Gases zugrunde gelegt, wodurch sich ein falsches Bild von den erreichbaren Temperaturen und dem Wirkungsgrad des Ofens ergibt.

Mit der Verbreitung der Gasmotoren gewinnen auch die Bestrebungen mehr und mehr Raum, aus der billigen bituminösen Kohle ein für Kraftzwecke verwendbares Gas zu erzeugen. Der Grundgedanke, von welchem man hierbei ausgeht, beruht in allen Fällen darauf, die teerbildenden Kohlenwasserstoffe dadurch in beständige Gase zu zerlegen, daß man dieselben durch eine glühende Koksschicht leitet. Letztere kann entweder in einem von dem Gaserzeuger unabhängigen Apparat untergebracht sein oder aber der in der heißesten Zone des Gaserzeugers befindliche vollständig entgaste Brennstoff kann als solche benutzt werden. In diesem Falle wird der frische Brennstoff entweder von unten aufgegeben oder die Entgasungsprodukte werden mittels eines besonderen Gebläses aus den oberen Zonen abgesaugt und unterhalb oder etwas oberhalb des Rostes wieder in den Erzeuger eingeführt, wobei die entstehenden teerarmen Gase etwa in mittlerer Höhe der Brennstoffsäule abgeführt werden. Eine weitere Möglichkeit besteht noch darin, den Brennstoff von beiden Seiten in Brand zu setzen und die Gase in der Mitte abzusaugen, wie es die *Deutzer Gasmotorenfabrik* mit Erfolg bei Braunkohlenvergasung anwendet.

Es sind bereits eine Anzahl Steinkohlengaserzeuger nach diesen Grundsätzen gebaut worden, welche jedoch bisher kein befriedigendes Resultat ergaben, weitere Versuche in dieser Richtung werden von mehreren Firmen angestellt und es ist zu wünschen, daß dieselben von Erfolg gekrönt werden. Aber nicht nur für den Kraftbetrieb, sondern auch in großem Maße für den Ofenbetrieb bringt die Erzeugung eines teerarmen Gases aus bituminöser Kohle Vorteile, wie schon aus der bereits erwähnten Tatsache hervorgeht, daß die Teerabscheidungen einen Verlust von 4 v. H. des Heizwertes der Kohle herbeiführen. Zugleich mit den teerbildenden Kohlenwasserstoffen würde aber auch der Wasserdampf zerlegt werden, wodurch der Gewinn ein doppelter wäre.

Bergrat *Jahns* in Saarbrücken ist es gelungen einen Gaserzeuger zu konstruieren, der mit Erfolg aus Klaubebergen ein teerarmes und trockenes Gas herstellt. Dieser sogenannte Ringgenerator, dessen Vertrieb für Westdeutschland die *Maschinenfabrik Union* in Essen übernommen hat, ist in Fig. 32, 33 und 34 dargestellt. Derselbe besteht aus vier von einem gemeinsamen Mantel umschlossenen Schächten von viereckigem Querschnitt mit stark abgerundeten Ecken. Jeder Schacht hat einen besonderen Fülltrichter, an welchem sich die mit einem Absperrorgan versehene Gasleitung anschließt, ferner unterhalb des

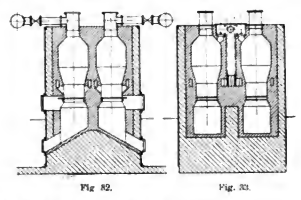


Fig. 32. Fig. 33.

Fülltrichters eine durch Ventil absperrbare Verbindung mit einem runden Mittelschacht. Oberhalb des Rostes ist jeder Schacht von einem Ringkanal umgeben, der durch eine Anzahl ringsum verteilter Schlitze mit dem Schachtinnern in Verbindung steht. Die Ringkanäle können durch Schieber mit dem Mittelschacht verbunden werden. Die Aschenfälle sind durch verschließbare Oeffnungen zugänglich.

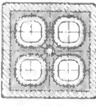


Fig. 34.

Der Betrieb des Ringgenerators geht in folgender Weise vor sich: Die einzelnen Schächte werden in gleichmäßigen Zeitabständen mit Brennmaterial gefüllt und zwar wird der Brennstoff in so großen Mengen aufgegeben, als dem Inhalt des Schachtes entspricht; während des Betriebes wird nicht nachgefüllt. Von dem zuletzt beschickten Schacht angefangen, befindet sich der Brennstoff in den einzelnen Schächten in einem fortschreitenden Zustand der Entgasung. Der den Ringkanal des zuerst beschickten Schachtes, dessen Inhalt bereits gänzlich entgast ist und sich in voller Glut befindet, abschließende Schieber ist geöffnet, so daß dieser Schacht mit dem Mittelschacht in Verbindung steht. Ferner ist das Gasabsperrventil dieses Schachtes geöffnet und die Türen am Aschenfall geschlossen. Die drei anderen Schächte stehen durch die unterhalb der Fülltrichter befindlichen geöffneten Ventile in Verbindung mit dem Mittelschacht, ihre Rosttüren stehen offen und ihre Absperrventile in der Gasleitung sind geschlossen. Aus dem ersten Schacht wird das Gas abgesaugt, infolgedessen strömt durch die geöffneten Rosttüren der drei anderen Schächte Luft ein, welche den Brennstoff vergast. Das entstehende teerhaltige Gas gelangt in den Mittelschacht und von diesem durch den Ringkanal in den ersten

Schacht. Auf dem Wege durch den glühenden Inhalt dieses Schachtes werden die schweren Kohlenwasserstoffe in beständige Gase zerlegt.

Ist der Brennstoff im ersten Schacht soweit vergast, daß die Temperatur fällt, so werden Ventile, Schieber und Rosttüren so gestellt, daß die Gase durch den nächst jüngeren Schacht gesaugt werden, dessen Inhalt inzwischen auch vollständig entgast ist. Der erste Schacht wird mit dem nächst jüngeren ebenfalls verbunden und so lange Luft durch denselben gesaugt, bis der Brennstoff völlig vergast ist. Ist dieses erreicht, so wird er ausgeschaltet und die Roststäbe herausgezogen, so daß die Schlacke in den Aschenfall fällt. Nach Wiedereinsetzen der Roststäbe wird der Schacht von neuem mit Brennmaterial gefüllt und tritt als jüngster wieder in die Reihe ein. Der frische Brennstoff entzündet sich an den heißen Wänden bezw. an der glühenden Schlacke. Da sich die Gaserzeugung in dieser Weise im Kreislauf fortsetzt, so ist der Betrieb des Ringgenerators ein ununterbrochener.

Das Generatorgas diente zunächst nur zum Betriebe von Stahlschmelzöfen, jedoch die bequeme Fortleitung desselben zur Verbrauchsstelle und die damit verbundene Reinlichkeit des Betriebes führten bald dazu, auch andere im Hüttenbetrieb zu Wärmezwecken gebrauchte Einrichtungen mit Gas zu betreiben und so finden wir heute fast alle Ofenarten als Gasöfen ausgebildet, wenn auch die Anwendung der Gasfeuerung noch nicht allgemein ist. Trotzdem bei den neueren Gaserzeugern nur 70—75 v. H. der bei direkter Verbrennung der Steinkohle zu erzielenden Wärmemenge in das Gas übergehen und der Rest durch Strahlung im Erzeuger und Abkühlung in den Leitungen verloren geht, arbeitet die Gasfeuerung doch vorteilhafter als die Rostfeuerung, weil bei dieser mit einem Ueberschuß von 20—30 v. H. gegenüber der theoretisch zur Verbrennung nötigen Luftmenge eine vollständige und rauchschwache Verbrennung zu erzielen ist, während bei der Rostfeuerung zu demselben Zweck der Luftüberschuß 100—250 v. H. betragen muß. Der größte Teil der in den Feuerungen erzeugten Wärme geht wegen der hohen Temperatur, mit welcher die Verbrennungsprodukte aus den Oefen abziehen, unausgenutzt verloren. Je größer also die Menge der Verbrennungsprodukte auf die Brennstoffeinheit, um so schlechter die Ausnutzung des Brennmaterials. Ein weiterer Vorteil der Gasfeuerung besteht darin, daß sich die Abhitze in einfacher Weise zur Vorwärmung des Gases und der Verbrennungsluft verwerten läßt, daß ihre Regulierfähigkeit größer und die erzeugten Temperaturen gleichmäßiger sind als bei der Rostfeuerung.

Zink und Zinklegierungen.

Von **E. Rasch.**

Die physikalisch-technologischen Eigenschaften des Zinks sind bislang keineswegs Gegenstand erschöpfender Untersuchungen geworden oder gar hinreichend geklärt.

Es ist dies um so auffälliger, als das *Zink* — als elektropositivstes Metall — neben dem *Kupfer* gerade in den verbreitetsten und hochwertigsten Metallegierungen, Messing, Durana[1]), Neusilber[2]), Nickelin[3]), Weißmetallen, schmiedbaren Bronzen usw., eine besondere und wichtige Rolle spielt und da man diesen Zinkabkömmlingen (z. B. dem Patronenmessing) fortgesetzt großen Untersuchungseifer und allerregstes Interesse entgegenzubringen genötigt ist.

Es möge als eine dankenswerte Aufgabe anempfohlen sein, nach dem zweiten Schritt den ersten und nächstliegenden nachzuholen und das Zink zum Gegenstande strengerer Untersuchung zu machen.

Da Deutschland überdies nahezu die halbe Weltproduktion an Zink aufbringt, so dürfte es wohl auch nicht an dem wirtschaftlichen Anlaß fehlen.

Auch vom wissenschaftlichen Standpunkte aus bietet das Zink des Merkwürdigen genug.

1. *Blei und Zink.*

Das Blei bildet in den Zinklegierungen, insbesondere in den Walz- und Stanzqualitäten der Kupferzinklegierungen, wohl die gefährlichste Verunreinigung, die selbst in geringfügigen Mengen Messingbrüchigkeit im Gefolge hat.

Man erinnert sich aus dem *Karsten-Parkes*-Prozeß der Bleientsilberung durch Zink der eigenartigen Lösungsverhältnisse, die das *Zn* gegenüber Silber, Gold, Kupfer und Blei zeigt.

Bei der Erstarrungstemperatur des Zinks (419,2° C) scheiden sich aus dem Blei-Zinkgemisch etwa 99 v. H. des schwereren Bleis aus und sinken zu Boden, während nur 0,9 v. H. des Bleies mit dem Zink legiert bleiben (siehe das Erstarrungsdiagramm Fig. 1) und das bei 417,7° C erstarrende Eutektikum bilden[4]).

Fig. 1. Erstarrungsdiagramm der Zink-Blei-Legierungen.

Weit größer ist jedoch die Löslichkeit des Zinkes für Blei bei höheren Temperaturen, wie dies die Löslichkeitskurve (Fig. 2) erkennen läßt[5]). Die beiden Aeste *a* und *b* der Löslichkeitskurve werden hier bei jeder Temperatur in je einem Punkte geschnitten, d. h. das Gemisch trennt sich im flüssigen Zustande in zwei verschieden zusammengesetzte Blei-Zinklegierungen, in eine bleiärmere *a* und eine bleireichere *b*, von denen die letztere als die spezifisch schwerere zu Boden sinkt.

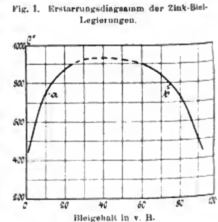


Fig. 2. Löslichkeitskurve von Blei.

[1]) Durana: 60 *Cu* + 40 *Zn* + *Fe*.

[2]) Neusilber, Argentan: ∼ 60 *Cu* + 15 *Ni* + 25 *Zn*.

[3]) Nickelin: 54 *Cu* + 26 *Ni* + 20 *Zn*.

[4]) Jour. Chem. Soc. 1897.

[5]) Zeitschr. f. angew. Chemie 1897 (*Spring u. Romanoff*).

Die jeweilige Zusammensetzung der beiden Legierungen *a* und *b* hängt von der Temperatur des *Pb*-*Zn*-Gemisches ab. So liest man aus der Kurve (Fig. 2) beispielsweise für die Temperatur $t = 600^{0}$ C ab.

Zusammensetzung der Legierung *a* = 5,0 v. H. *Pb* + 95 v. H. *Zn*.

Zusammensetzung der Legierung *b* = 86 v. H. *Pb* + 16 v. H. *Zn*.

2. *Kupfer und Blei.*

In die Kupfer-Zinklegierungen geht das Blei in den allermeisten Fällen durch das Zink ein, da es — wie das Cadmium — einen ständigen Begleiter des schlesischen sowohl wie des Derbyshire Zinkes darstellt.

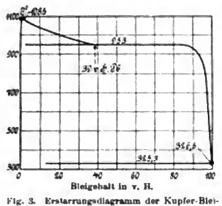


Fig. 3. Erstarrungsdiagramm der Kupfer-Blei-Legierungen.

Es scheint nun für das Verhalten des Bleies in den Kupferlegierungen nicht belanglos zu sein, daß das (durch *Zn* eingetragene) Blei vom Kupfer leicht gelöst wird, wie dies das Erstarrungsdiagramm (Fig. 3) veranschaulicht.

Kupfer-Zink (Messing).

Der Vollständigkeit halber möge das Erstarrungsdiagramm[6]) Fig. 4 (nach *Robert Austen*), der Kupfer-Zinklegierungen, von denen im obigen die Sprache war, eingeschaltet werden, das über die verwickelten Lösungsverhältnisse hinreichenden Aufschluß gibt. Hervorgehoben mag nur werden, daß das durch seine große Dehnbarkeit ausgezeichnete Duranametall 40 v. H. *Zn* und 60 v. H. *Cu* nebengeringen Mengen *Fe* enthält, somit nahezu dem Schnittpunkt der beiden Kurvenäste *a* und *b* angehört.

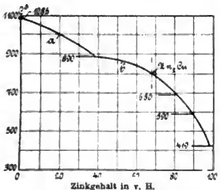


Fig. 4. Erstarrungsdiagramm der Kupfer-Zink-Legierungen nach Austen.

Weiter sei kurz erwähnt, daß *Herschkowitz* durch Potentialmessungen die Existenz einer chemischen Verbindung Zn_2Cu wahrscheinlich gemacht hat.

4. *Physikalisch-technologische Eigenschaften.*

Eine neuere Arbeit von *Oswald Meyer* „Ueber die Eigenschaften von verschieden legierten Zinkblechen und deren Beeinflussung durch Aetzung und Erhitzung des Materials“ [7]) klärt leider die gestellte Aufgabe in keiner Weise, so gut gemeint und in Einzelheiten fleißig sie auch erscheint.

Es möge nur auf einige Zahlenreihen, die wir dem umfangreichen Versuchsmaterial entnehmen, durch untenstehende Tab. 1 verwiesen werden.

Irgend welche Gesetzmäßigkeiten lassen sich aus ihnen jedoch wohl kaum bündig ableiten.

Selbst wenn man davon absieht, daß die Versuchsbleche auf verschiedene Blechdicken heruntergewalzt waren und somit einen nicht vergleichbaren Grad der mechanischen Bearbeitung besassen, so scheinen die Zahlen doch auch sonst noch durch Störungseinflüsse willkürlich beeinträchtigt: Ein schädlicher Einfluß des Bleies, den man auch beim reinen Zink zu erwarten geneigt sein könnte, wird in den Zahlen des Autors keineswegs deutlich erkennbar. Die Probe 00 (s. Tab. 1) mit 1,04 v. H. *Pb* weist die höchste durchschnittliche Festigkeit von 25,7 kg/qcm. und gleichzeitig beispielsweise eine größere Dehnung (17,2 v. H. gegen 16,2 v. H.) auf als die reinste Probe mit 0,07 v. H. *Pb* usw.

„Ein Zusatz von 0,2 v. H. Cadmium ist von deutlichem Vorteil für die Qualität des Zinkes. Seine Zähigkeitsverhältnisse und der Qualitätskoeffizient werden kräftig gehoben“. (*Meyer.*)

Referent hält diese Schlüsse — ohne die Möglichkeit dieser Erscheinungen prinzipiell zu bestreiten — durch die Versuche nicht hinreichend gestützt und der Nachprüfung unbedingt bedürftig. Es drängt sich der Verdacht auf, daß dem Autor etwa der Einfluß der Streckgeschwindigkeit auf die Festigkeitswerte entgangen sein könnte, der ja eingehend durch die klassischen Arbeiten von *Bauschinger*, *Martens*, *Hartig*, *A. Le Chatelier* und anderen studiert ist und der bekanntlich gerade bei den Metallen der Magnesiumgruppe (*Mg*, *Zn*, *Cd*) außerordentlich groß ist, wie im weiteren zu erläutern sein wird.

Ueberdies lassen die sehr eingehenden Angaben des genannten Autors über die Einzelheiten des Versuches jeden Hinweis auf diese doch wohl beachtliche Erscheinung vermissen.

Es ist ferner bekannt, daß das Zink bei etwa 155° C

[6]) vergl. *Rasch* „Ueber den Erstarrungsvorgang des Kupfers“. D. p. J. 1906, **321** S. 636.

[7]) Metallurgie 1906 (2) S. 53 ff.

Tabelle 1.
Festigkeitseigenschaften von Zinkblech.
(Mittelwerte aus Längs- und Querproben.)

Probe	Verunreinigungen durch Cadmium v. H.	Verunreinigungen durch Blei v. H.	Dicke des Walzbleches mm	Zugfestigkeit σ_B kg/qmm	Dehnung δ v. H.	Querschnittsverminderung v. H.	Elastizitätsmodul kg/qmm	Biegezahl	Bemerkungen
00	0,050	1,04	1,63	25,7	17,2	27	9590	6	Ungeglühtes Walzmaterial Eisengehalt rund 0,025 v. H.
0	0,047	0,024	2,01	23,3	16,2	30	12000	12	
2	0,244	0,100	1,73	20,5	38,3	56	9510	17	
4	0,402	0,021	3,03	25,3	18,0	35	8860	6	
41	0,402	0,021	2,02	24,7	16,0	23	9290	9	
6	0,590	0,025	3,01	23,5	24,6	37	9020	7	
8	0,912	0,025	3,01	22,6	12,0	29	8720	6	
88	0,732	0,810	2,02	23,6	3,6	6	9780	12	
R.	0,030	0,810	2,03	22,7	20,2	25	9630	9	

am geschmeidigsten ist ($\delta = 80 - 100$ v. H.) bei etwa 200° C dagegen außerordentlich spröde ist, kristallinisch wird und gepulvert werden kann.

Auch dieses Verhalten des Zinkes dürfte zu einwandsfreien Warmversuchen wohl herausfordern, zumal da bei *CuZn* Legierungen eigenartige und für die Praxis wohl beachtliche Erscheinungen zutage treten, die hiermit offensichtlich im Zusammenhange stehen.

So mag nur an die *Warmsprödigkeit* des *Messings* erinnert werden, die ihr Maximum etwa bei 375° C erreicht, und weiter an die Möglichkeit, hart gewalztes Messing durch Glühungen bei gewissen mittleren Temperaturen (etwa 280° C) erheblich zu zähen, d. h. dessen Dehnbarkeit *ohne fühlbaren Rückgang der Festigkeit* beträchtlich heraufzusetzen. (Veredelung.)

5. *Viscose Formänderungen des Zinkes.*

Das Zink zeigt, wie oben angedeutet, in ausgeprägtem Maße die merkwürdige Eigenschaft — ähnlich wie viscose (zähflüssige) Materialien (Pech usw.) — unter relativ kleinen Belastungen ständig nachzufliessen, während im Gegensatze dazu bei Stahl oder dergl. die Fließerscheinung sofort (ähnlich wie das Strecken durch mechanische Bearbeitung) eine Selbsthärtung des Materials im Gefolge hat.

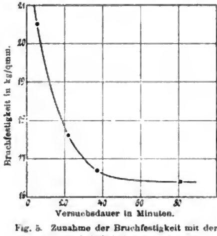


Fig. 5. Zunahme der Bruchfestigkeit mit der Streckgeschwindigkeit (Bauschinger 1891).

Allem Anscheine nach ist diese Eigenschaft des Zinkes in der Metallurgie von Wichtigkeit, da das Zink in den Legierungen gewissermaßen einen nachgiebigen, zähen Kitt bildet, in welchem härtere Gefügesubstanzen und dergleichen eingebettet sind.

Dem angedeuteten Verhalten entspricht es, daß der Einfluß der Zeit auf die Festigkeitswerte beim Zink eine große Rolle spielt, auf die *Bauschinger* (1891) allem Anscheine nach zuerst hingewiesen hat. (s. Tab. 2 u. Fig. 5.)

Tabelle 2.

Einfluß der Streckdauer auf die Festigkeitswerte bei Zink nach *Bauschinger*.

Dauer des Versuchs	Festigkeit σ_B kg/qmm	Dehnung δ v. H.	Verhältniszahlen für σ_B	Bemerkungen
6 Min. 13 Sek.	20,5	16,5	100	Material nicht sehr gleichmäßig
22 „ 32 „	17,6	9,9	86	
37 „ 23 „	16,7	11,2	81,5	
81 „ — „	16,4	20,3	80,0	

Von neuem ist durch *A. Le Chatelier* (1901)[9]) auf diese Erscheinungen des viscosen Nachfließens, die durch folgenden Versuch trefflich veranschaulicht werden, nachdrücklichst hingewiesen worden.

A. Le Chatelier belastete statisch einen Zinkdraht mit 6 kg/qmm. Der Probedraht zeigte fortschreitende Dehnungen bis schließlich bei einer Längendehnung von 173 v. H. nach etwa zehnstündiger Belastung der Bruch erfolgte. Der Verlauf dieses Versuches wird durch die Zahlen der Tab. 3 wiedergegeben.

Tabelle 3.

Nachstrecken des Zinkes unter der statischen Balastung von 6 kg/kmm.

Belastungsdauer Std.	Dehnung in v. H.
0,08	1,33
0,17	6,0
2,0	20,0
6,0	61,0
9,0	102,0
10,0	126,0
10,17	173,0 Bruch

Ein ähnliches, wenn auch bei gewöhnlicher Temperatur weniger auffälliges Nachstrecken ist durch die *Le Chatelier*schen Versuche in gleicher Weise an anderen Materialien (Kupfer, Aluminium) studiert worden. Gemeinhin wird diese Erscheinung stets dann in den Vordergrund treten, wenn die Streckgrenze durch höhere Versuchstemperaturen ständig herabgeworfen, der härtende Einfluß des Streckens, somit jeweilig beseitigt wird, wie die *Le Chatelier*schen umfangreicheren Warmversuche an Kupfer erweisen.

Von Interesse ist ferner die Frage nach der Abhängigkeit der Festigkeit des Zinkes von der Streck- bezw. Versuchsgeschwindigkeit, die durch Versuche von *Le Chatelier* gleichfalls klarer gestellt worden ist.

Wie Fig. 6 erkennen läßt, nimmt die Festigkeit (σ_B) des Zinkes mit wachsender Versuchsdauer sehr rasch ab

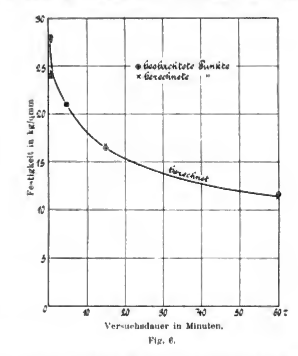


Fig. 6.

und zwar ist der Einfluß bei großen Zerreißgeschwindigkeiten am auffälligsten.

Wie jedoch bereits der vorhin erwähnte Versuch (Tab. 3) beweist, nähert sich die Zugfestigkeit (σ_B) keineswegs etwa assymptotisch einem bestimmten Minimalwert, sondern es reichen sehr geringe Spannungen (dort 6 kg/qmm) hin, um das Material zu Bruch zu bringen. In Wirklichkeit nähert sich die Festigkeit (σ_B) mit wachsender Belastungsdauer (τ) ohne Ende dem Nullwert, ähnlich, wie dies bei viscosen Materialien (Pech und dergl.) beobachtet wird, die unter ihrem Eigengewicht strecken, einschnüren und zu Bruch kommen.

[8]) Die von *Oswald Meyer* im *geglühten* Zustande geprüften Zinkwalzbleche sind bis auf 275° C („Normaltemperatur") erhitzt worden.

[9]) Baumaterialienkunde 1901, S. 180 ff.

Dies wird durch Tab. 4 sehr wahrscheinlich gemacht.

Tabelle 4.
Zugfestigkeit (σ_B) und Versuchsdauer (τ) beim Zink.

Versuchsdauer τ Minuten	Zugfestigkeit σ_B in kg/qmm beobachtet	berechnet	Differenz $\triangle$ beobachtet-berechnet	$\triangle^2$
0	—	32,25	—	—
0,5	28,0	27,6	+ 0,4	0,16
1,0	24,0	24,4	— 0,4	0,16
5,0	21,0	21,0	+ 0,0	0,00
15,0	16,5	16,8	— 0,3	0,09
60,0	11,5	11,3	+ 0,2	0,04
				$\Sigma \triangle^2 = 0,45$

So weit ich dies zu übersehen vermag, gehorcht dieses Gesetz der Gleichung

$$\sigma = \frac{\sigma_0}{1 + m \sqrt{\tau}} \ldots \text{kg/qmm},$$

wobei σ_0 die Spannung bedeutet, die das Material bei plötzlicher Belastung (Versuchsdauer $\tau = 0$) zum Bruche bringt.

Aus den *Le Chatelier*schen Zahlen finde ich für diese maximale Festigkeit $\sigma_0 = 32,25$ kg/qmm. Die Zeitkonstante berechnet sich zu $m = 0,2392$.

Spalte 3 gibt die berechneten σ-Werte. Die Differenzen $\triangle = \sigma_{beob.} - \sigma_{berechn.}$ (s. Spalte 4) weisen ständigen Zeichenwechsel auf, deuten somit auf einen systematischen Gang nicht hin. Der wahrscheinliche Fehler der Einzelbeobachtung

$$\Sigma = \pm \frac{2}{3} \sqrt{\frac{\Sigma \triangle^2}{n-1}} = \pm 0,22 \text{ kg/qmm}$$

liegt durchaus im Bereiche der gemeinhin zu erwartenden Versuchsfehler.

Die Uebereinstimmung darf somit eine gute genannt werden.

Ueber einige eisenbahnsignal-technische Neuigkeiten.

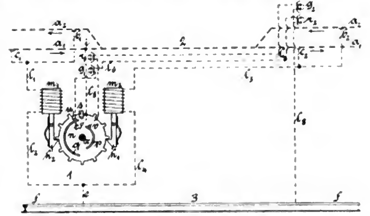
Von **L. Kohlfürst.**

I. *Selbsttätige Zugdeckungseinrichtungen.*

Es ist bekanntlich ein bei elektrisch betriebenen Strassen- oder Kleinbahnen nicht selten vorkommender Fall, daß in die zweigleisige Strecke eingleisige Zwischenstrecken eingeschaltet werden müssen, weil aus örtlichen oder sonstigen Gründen an der betreffenden mehr oder minder langen Bahnstelle der fürs zweite Gleis erforderliche Raum nicht zur Verfügung steht. Wenn nun auf solchen eingleisigen Zwischenstrecken ihrer beträchtlichen Ausdehnung halber oder wegen Krümmungen oder sonstiger Sehhindernisse kein zureichend sicherer Ausblick vorhanden ist, erscheint es geboten, zur Erleichterung und Sicherung des Zugverkehrs die genannte Strecke mit Signalvorrichtungen zu versehen, welche an den beiden Uebergangspunkten den von der zweigleisigen Strecke eintreffenden Zügen zu erkennen geben, ob das eingleisige Stück besetzt oder nicht besetzt ist bezw. ob es befahren werden darf oder nicht.

Derartige Signaleinrichtungen — bei denen man in Anbetracht der guten Gelegenheit den Zugförderungstrom in Nebenschlüssen zur Speisung von Glühlampen auszunützen, in der Regel farbige Lichter als Signalzeichen anwendet — werden entweder durch die Wagenführer oder Schaffner mit der Hand bedient oder durch die Züge bezw. Fahrzeuge selbttätig betrieben. In beiden Fällen sind für gewöhnlich unmittelbar vor den beiden Endpunkten der eingleisigen Zwischenstrecke Haltestellen angeordnet, was ersterenfalls schon mit Rücksicht auf den für die Signalhandhabung erforderlichen Zeitaufwand und letzterenfalls wegen sicherer Beobachtung und leichterer Befolgung des Sperrsignals geboten bezw. zweckmässig ist. Die Einrichtungen beider Gattungen haben aber auch die gemeinsame Schattenseite, daß die Signalgebung an den *beiden* Einfahrstellen in ganz übereinstimmender Weise gesteuert werden muß, weshalb in dem allerdings außergewöhnlichen jedoch keineswegs ausgeschlossenen Fall, wo aus beiden Fahrrichtungen Züge ganz gleichzeitig eintreten und sich decken sollen, die Signalvorrichtung versagt. Auch erscheint bei einem solchen Zusammentreffen eine irrtümliche Auffassung des Signals in sofern leicht möglich, als ein zwar früher aber doch fast gleichzeitig mit der Zugeinfahrt eintreffendes Deckungssignal des Gegenzuges für das eigene angesehen werden kann, namentlich bei jenen noch häufig vorkommenden Anordnungen, bei denen die besetzte eingleisige Strecke für jeden einzelnen Zug beiderseits durch Haltsignale abgeschlossen wird. Jedes vorbetrachtete Zusammentreffen kann also zu einer Zugbegegnung führen, aus welcher dort, wo größere Fahrgeschwindigkeiten einzuhalten sind, sich die Gefahr eines Zusammenstoßes ergibt, unter allen Umständen aber — selbst bei geringen Fahrgeschwindigkeiten und den besten Bremsmitteln — namhafte Störungen für den Verkehr erwachsen.

Bei einer den *Siemens - Schuckert - Werken* in Berlin patentierten Sperrsignaleinrichtung sind die eben betrachteten Uebelstände in ebenso einfacher als zweckentsprechender Weise bekämpft. Die Gesamtanordnung gleicht scheinbar, wie aus der schematischen Darstellung (Fig. 1), ersichtlich ist, ganz den gewöhnlichen selbsttätigen Signalanlagen dieser Art. Als Signalmittel sind an jedem Ende der eingleisigen Strecke an gut sichtbarer Stelle je zwei



1 Signalschalter, 2 Fahrleitung, 3 Fahrgleise.
Fig. 1.

Laternen g_1 r_1 und g_2 r_2 vorgesehen, welche durch zwei oder mehrere parallelgeschaltete Glühlampen erleuchtet werden und von denen g_1 und g_2 *grünes*, r_1 und r_2 *rotes* Licht zeigen. Daneben bildet den Hauptteil der Signalvorrichtung ein von den hakenförmigen Ankern zweier Solenoide m_1 und m_2 gesteuerter Umschalter, welcher aus einer mit Zähnen versehenen Scheibe n besteht, auf der

an bestimmter Stelle zwei ringförmige Kontaktstücke p und q sitzen. Ferner gehören zum Umschalter vier festehende Schleifkontakte u, s, t und v, welche so angebracht sind, daß die zwei ersteren durch den Gleitring q und die beiden letzteren durch den Gleitring p leitend verbunden werden, sobald eine Rechtsdrehung oder Linksdrehung der Scheibe n erfolgt, welch letztere stets die in Fig. 1 gekennzeichnete Grundstellung einnimmt, solange kein Zug sich auf der eingleisigen Zwischenstrecke befindet. Wichtige Teile der Signalanlage sind auch noch vier in angemessener Entfernung vor den Signallaternen in der Fahrleitung a_1 a_1 des einen Gleises sowie in der Fahrleitung a_2 a_2 des zweiten Gleises vorhandene Stromschließer c_1 und c_2 bezw. b_1 und b_2. Diese vier Stromschließer, mögen dieselben behufs Anpassung an die bei den Zügen angewendeten Stromabnehmer wie immer angeordnet oder auch als Radtaster im Fahrgleise selbst eingelegt sein, haben einfach die Aufgabe, bei der Vorbeifahrt jedes Zuges den Stromweg eines Nebenschlusses herzustellen. Wie alle angeführten Teile der Signaleinrichtung untereinander, bezw. mit der Fahrleitung durch besondere Stromleitungen in Verbindung gebracht sind, lässt die Zeichnung deutlich ersehen und ebenso erhellt daraus, daß es ganz gleichgültig ist, ob der Signalschalter diesseits, in der Mitte oder jenseits der eingleisigen Strecke untergebracht wird.

Trifft ein Zug etwa aus jenem Gleise ein, zu welchem der Fahrdraht a_1 a_1 gehört, so darf derselbe, wenn kein Fahrverbot ersichtlich ist, beispielsweise weder g_1 noch r_1 brennt, in die eingleisige Strecke vorrücken. Hierbei wird er beim Befahren des Stromschließers c_1 einen Nebenschluß von a_1 über c_1, l_1, m_1, l_2 und e herstellen. Infolge dieses Zeitstromes erteilt der hochgehende Solenoidanker h_2, indem er den in seinen Weg liegenden Zahn der Scheibe n mitnimmt, der letzteren eine kleine Drehung nach rechts. Hierdurch gelangt der Gleitring q unter s, so daß der während der Ruhelage des Signalschalters unterbrochen gewesene Stromweg u q s hergestellt wird. Nunmehr geht ein Zweigstrom aus der Fahrleitung von i aus über s, q, u, g_1, l_6, r_2 und l_8 und es erscheint in g_1 grünes, in r_2 rotes Licht. Hat dann der ins Auge gefasste Zug die eingleisige Strecke durchfahren, so gelangt er auf den nächst der Weiche eingelegten Stromschließer c_2 und macht diesen tätig, worauf der infolgedessen aus a_1 über c_2, l_3, m_2, l_4 und e seinen Weg nehmende Zweigstrom in gleicher Weise durch h_2 die Linksdrehung der Scheibe n bewirkt, wie vorhin vom Solenoidanker h_1 die Rechtsdrehung bewerkstelligt worden ist. Es hört also der bisher über s q u bestandene Stromweg wieder auf und indem die Scheibe n ihre Grundstellung zurückgewinnt, verlöschen auch wieder die Signallampen g_1 und r_2.

Wäre unter denselben Umständen ein Zug aus dem anderen Gleise eingetroffen, so hätte er durch Befahren des Stromschließers b_2 einen Zweigstrom von a_2 über b_2, l_3, m_2, l_4 und e entsendet und der hochgehende Anker h_1 die Scheibe n nach links gedreht, wodurch der Beleuchtungsstrom von i über t, p, v, r_1, l_7, g_2 und l_8 in Schluß gelangt wäre. Demgemäß würde in g_2 *grünes* und in r_1 *rotes* Licht erschienen sein. Hat ein solcher Zug die eingleisige Strecke durchfahren, so wird er durch Betätigung des Stromschließers b_1 bezw. durch Vermittlung des Solenoides m_1 die Rückstellung der Schaltscheibe n, d. h. die Einziehung der Signale in derselben Weise bewirken, wie dies im früher betrachteten Falle geschehen ist.

Abweichend von der bei ähnlichen Sperrsignalanlagen vorwiegend geübten Gepflogenheit, die eingleisige Strecke bei Eintritt eines Zuges *beiderseits* durch Fahrverbote (rotes Licht) zu decken, wird vorliegendenfalls nur den Gegenzügen *rotes* Licht, gleichbedeutend mit *Halt*, den Folgezügen jedoch nur *grünes* Licht, hier gleichbedeutend mit *Vorsicht*, gezeigt. Einem bereits eingefahrenen Zug können sonach immerhin aus gleicher Richtung eintreffende Züge nachfolgen, auch wenn die eingleisige Strecke noch besetzt ist und für solche Fälle sind denn auch die Kontaktringe p und q im Umschalter genügend lang, um für zwei oder auch mehrere Zähne bezw. Züge auszureichen. Jeder der hintereinander die Zwischenstrecke in gleicher Richtung befahrenden Züge wird bei seinem Eintritt die Scheibe n in gleichem Sinne um einen Zahn weiterdrehen, aber beim Austritt auch wieder gleichermaßen um einen Zahn zurückstellen und daher wird, bis der letzte Folgezug die eingleisige Stelle verlassen hat, der Schalter stets seine richtige Grundlage zurück erhalten. Die Zahl der Züge, welche sich auf diese Weise in kurzen Zwischenräumen folgen können, ist, vorausgesetzt daß die eingleisige Strecke nicht etwa mehr Züge *gleichzeitig* aufnehmen soll, als die Kontaktringe p und q Scheibenzähne vertreten, sozusagen eine unbeschränkte.

Das Neue und Wichtigste an der geschilderten Anordnung liegt jedoch darin, daß die Abmessungen und Spulen der beiden den Ausschalter steuernden Solenoide m_1 und m_2 ungleich gewählt werden. Hierdurch wirkt das eine wesentlich kräftiger als das andere und sofern in die beiden Solenoide gleichzeitig Strom gelangt, kann eine Verschiebung der Schalterscheibe n nur durch den Anker des kräftigeren Solenoides herbeigeführt werden. Würden also aus beiden Fahrrichtungen Züge gleichzeitig bei der Zwischenstrecke eintreffen und im gleichen Augenblicke die Stromschließer c_1 und c_2 wirksam machen, so könnte immer nur jener Zug *grünes* Licht erhalten, für dessen Fahrrichtung das kräftigere Solenoid vorgesehen ist, während der andere Zug *rotes* Licht erhält und sonach nicht einfahren darf. Je nachdem man im Umschalter das kräftigere Solenoid an c_1 und das schwächere an c_2 umgekehrt ersteres an c_2, letzteres an c_1 schaltet, wird den von links bezw. den von rechts einlangenden Zügen der Vorrang gesichert sein.

Seit den ersten erfolgreichen Versuchen mit durch Elektromotoren angetriebenen Mastsignalen, welche *Ilias A. Timmis* auf einigen Londoner Bahnhöfen einleitete, sind nunmehr nahezu zwanzig Jahre verflossen, ohne daß sich die großen Hoffnungen erfüllt haben, welche man anfänglich auf das Gedeihen dieser Signalform setzen zu dürfen glaubte, und dieses Verhältnis ist erst in jüngerer Zeit langsam besser geworden. Zu Beginn des Jahres 1904 standen beispielsweise auf sämtlichen englischen Eisenbahnen im ganzen 214 Signale (vergl. Z. d. V. D. E.-V. 1904, S. 936) der in Rede stehenden Gattung in Dienst und auf dem europäischen Festlande sind es wohl nur die *Siemens-Halske*schen elektrischen Kraftstellwerke, bei denen seit 1892 dergleichen Signale Benutzung finden. In Amerika hatten allerdings die von *Hall* entworfenen elektromotorisch gestellten Mastsignale auf ausgedehnteren Bahnhöfen für Abschluß, Ausfahrt- und Wegesignale vielfach Anwendung gefunden, allein eine erweiterte Verwertung für ganze Bahn- oder Streckeneinrichtungen hat erst in den letzten Jahren platzgegriffen, nachdem die Signalform gewissen Eigentümlichkeiten angepasst worden war, auf welche die amerikanischen Eisenbahnverwaltungen besonderen Wert legen. Es sind dies fürs erste die Selbsttätigkeit um der Notwendigkeit auszuweichen, Signalwärter einzustellen, ferner die bekannte Ausnutzung der Schienenstränge des Fahrgleises als stromführende Signalleitungen und schließlich die Zusammenlegung von *Ort-* und *Vorsignal* an jeder Signalstelle. Schwierigkeiten haben sich diesfalls eigentlich nur dadurch ergeben, daß in den selbsttätigen Signalanlagen der offenen Strecke bei jedem Blockposten durch den Eintritt jedes Zuges in den be-

treffenden Blockabschnitt beide Signale, nämlich das Ort- wie das Vorsignal gleichzeitig auf *Halt* bezw. *Vorsicht* zu bringen sind, während beim Austritt des Zuges nur das Fahrverbot des deckenden Ortsignals eingezogen, das Warnungsignal am Vorsignal jedoch erst nach der Zugausfahrt aus dem nächsten Blockabschnitt in die Fahrterlaubnis umgewandelt werden darf.

(Fortsetzung folgt.)

Verstärkung der Hafendämme in Ymuiden mittels Eisenbeton.[1]

Für die aus wagerecht geschichteten Betonblöcken auf eine Basaltunterlage aufgebauten Hafendämme des Nordseekanals in Ymuiden wurde in den Jahren 1865—1867 der Untergrund bis auf 8 m — NW ausgegraben, was in Hinsicht auf die damals gewählte Kanaltiefe von 7 m genügend erachtet wurde.

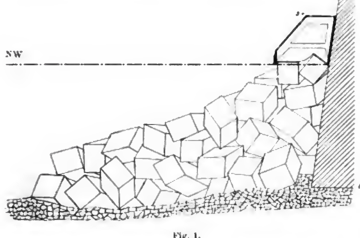


Fig. 1.

Schon vor Fertigstellung der Arbeiten erlitten die Dämme an den Köpfen erheblichen Sturmschaden, was zu einer Verteidigung der Köpfe gegen Wellenschlag mittels vorgestürzter Betonblöcke Anlaß gab. Diese Wellenbrecher wurden seitdem noch erheblich verstärkt, und sie müssen fortwährend durch Hinzusetzen von Betonblöcken unterhalten werden, da jeder heftige Sturm einen Teil derselben fortträgt. Zum Nachstürzen der Betonblöcke dient auf jedem Damm je ein Dampfkran mit 15 und 20 t Hubkraft, mit denen in den Wellenbrecher des südlichen Dammes Blöcke von 20 t (9 cbm), in denjenigen des nördlichen Dammes solche von 11 t (5 cbm) eingesetzt werden.

Nun hat sich aber der Zustand des Außenhafens in Ymuiden seit dem Kanalbau erheblich verändert. Das Fahrwasser wurde allmählich bis auf 10,50 m - Normalwasserstand ausgebaggert. Diese Zahl gibt aber das angestrebte Mindestmaß wieder; um dieser Tiefe möglichst sicher zu sein, wird tatsächlich tiefer gebaggert, so daß in und außerhalb der Hafenmündung schon 12 m Tiefe gemessen wurde. Dieser Umstand hat zur Folge, daß die Hafendämme gegenwärtig auf einem Sandrücken stehen, welcher von der ursprünglich aufgebrachten Basaltschicht und von den später vorgestürzten Betonblöcken des Wellenbrechers geschützt werden soll. Es ist daher von größter Wichtigkeit, die genannten Wellenbrecher in gutem Zustand zu erhalten.

Der Wellenschlag gegen die Dammköpfe hat in den letzten Jahren infolge der Kanalaustiefung beträchtlich an Kraft zugenommen, so daß Stürme wiederholt Blöcke von 10 bis 20 t aus den Wellenbrechern ausbrachen, ja im Winter 1903 bis 1904 wurde sogar die nördliche Mole selbst beschädigt. Verhütung gegen weiteren Rückgang der Wellenbrecher erschien also dringend geboten, und diese konnte nicht anders erreicht werden als durch Anbringung schwererer Blöcke, denen der Wellenschlag nichts anhaben konnte.

Die zur Verfügung stehenden Krane konnten diese gewünschte Arbeit nicht leisten, während die Benutzung eines Schwimmkranes nicht statthaft war, wegen der Gefahr des Aufstoßens des Kranes auf die vorhandenen Blöcke. Das einzige Rettungsmittel schien auch hier, wie bei so vielen anderen Gelegenheiten, das Eisenbeton zu bringen.

Im Sommer 1905 wurden denn auch auf den nördlichen Wellenbrecher sechs Eisenbetonblöcke aufgesetzt, welche nach der Füllung 70 und 80 t Gewicht hatten. Die Troge aus Betoneisen, deren Gewicht nicht über 14 t betragen durfte, wurden am Fußende des Hafendammes zusammengebaut. Sie mußten auf dem bestehenden Wellenbrecher aufruhen. Um diesem daher eine möglichst glatte Oberfläche zu erteilen, wurden einige Blöcke fortgenommen, andere hinzugefügt und die größten Löcher durch mit Beton gefüllte Säcke geebnet. Dennoch war die Oberfläche nicht regelmäßig genug, um dem großen Block einen genügend festen Standort zu sichern. Die Troge wurden daher ohne festen Boden ausgeführt und statt dessen mit einem Boden aus Segeltuch versehen, der etwas geräumig durchhängend mittels Schrauben an den Trog befestigt war. Diese Anordnung ermöglichte es, den Trog nach dem Niederlassen in solcher Weise mit Beton auszufüllen, daß die untere Seite einigermaßen der Oberfläche des alten Wellenbrechers entsprach (Fig. 1). Die Troge wurden mit Hilfe des Dampfkranes aufgestellt (Fig. 2), wonach die Betonfüllung innerhalb zwei Tage vollendet war. Nach der Füllung wurde die obere Seite durch eine hölzerne Verschalung abgedeckt zur zeitweisen Sicherung des Betons gegen den Wellenschlag.



Fig. 2.

Von den sechs aufgestellten Blöcken wurden durch Stürme zwei gänzlich von ihrer Stelle gerückt, während ein dritter ein wenig schief sank, beides infolge von Verschiebungen in der Unterlage. Die umgekippten Blöcke sind jedoch keineswegs verloren gegangen; in ihrer jetzigen Lage (in welche der Kran sie nicht hätte bringen können) erfüllen sie ihre Aufgabe eher besser wie vorhin (Fig. 3). An die frei gewordenen Stellen hat man im Juli letzten Jahres neue Blöcke eingesetzt.

[1]) De Ingenieur, 1906 No. 42.

Die Ergebnisse des Versuchs sind durchaus befriedigend, so daß man auch den südlichen Damm in ähnlicher Weise zu verstärken beabsichtigt. Da hier ein Dampfkran von 20 t Hubkraft zur Verfügung steht, werden jetzt Blöcke von 100 t zur Anwendung kommen.



Fig. 3.

Die Kosten für die sechs im Jahre 1905 aufgesetzten Blöcke haben im ganzen 16500 M. betragen. Der Gesamtinhalt der Blöcke ist ungefähr 220 cbm, so daß man ungefähr 75 M. f. d. cbm rechnen kann. Der Kostenaufwand für die bis dahin gebräuchlichen Betonblöcke betrug etwa 33 M. f. d. cbm. Zieht man aber in Betracht, daß die früheren Blöcke dem Wellenschlag nicht Stand halten konnten und immerfort durch neue ersetzt werden mußten, so bedeutet die neue Arbeitsweise, die den Zweck der besseren Verteidigung durchaus erfüllt, dennoch eine Ersparnis.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Schaltapparate für elektrische Bahnen. (*Doyle.*) Unter Bezugnahme auf eine ältere Arbeit von *Hazelton* über Zugsteuerungen berichtet der Verfasser, daß die Verwendung der letzteren bei Ausrüstungen mit großen Motoren die Regel bildet. Sowohl die *General Electric* als auch *Westinghouse* haben sich bemüht, das Gewicht und die Anzahl der Teile ihrer Apparate zu vermindern und als wesentlichste Verbesserung eine Vergrößerung des Anpressungsdruckes der Kontakte zu erreichen. Im Vordergrund des Interesses steht die Verwendung der Zugsteuerung für den gewöhnlichen Straßenbahnwagen. Obgleich dort die Raumverhältnisse sehr ungünstig sind, ist es den beiden genannten Gesellschaften gelungen, entsprechende Ausrüstungen herzustellen. Auch für sehr schweren Lokomotivbetrieb sind Sonderausführungen für 1000—2000 Ampères gemacht, über die jedoch noch keine Betriebsergebnisse vorliegen.

Bei einer Diskussion im Anschluß an diesen Bericht vor der *American Street and Interurban Railway Engineering Association* wurde angegeben, daß die *Metropolitain Street Railway* in Cansas City 30 etwa 10 m lange Straßenbahnwagen drei Monate lang mit Zugsteuerungsapparaten einzeln betrieben hat und daraufhin 120 weitere Ausrüstungen bestellt hat. Die Motoren dieser Wagen verbrauchen allerdings zeitweise 800 Ampères bei 575 Volt. Auch von anderen Bahnen wird gleiches berichtet.

Der Konstrukteur der *General Electric, Case*, gibt an, daß für Ausrüstungen unter 200 PS die Zugsteuerungsapparate teurer als gewöhnliche Fahrschalter sind, daß erstere vom technischen Standpunkt aber vorzuziehen seien. Er berichtet ferner, daß die ersten Ausrüstungen noch 310 mm Höhe für die Kontakte benötigen. Dieses Maß ist bis auf die Hälfte erniedrigt worden: außerdem sind sämtliche in einem Kasten untergebracht, der als Ganzes montiert wird. (Street Railway Journal 1906, Bd. II, S. 719 und 725—727.) *Pr.*

Beleuchtung.

Gasglühlichtbeleuchtung der französischen Ostbahn. (*Biard und Mauclère.*) Die ersten Versuche der französischen Ostbahn mit Eisenbahnwagenbeleuchtung mittelst Gasglühlicht unter Benutzung von Brennern der normalen Bauart mit nach oben gerichteter Flamme und „aufrechtem“ zylindrischem Glühstrumpf begannen 1901. Das Hauptergebnis war der Verzicht auf elastische Aufhängung. Nachdem die französische Westbahn mit der Einführung von Gasglühlicht mit nach unten gerichteter Flamme und halbkugelförmigem „hängendem“ Glühkörper begonnen hatte, richtete auch die Ostbahn 40 Wagen mit 135 derartigen Brennern ein. Seit 1904 sind genaue Vergleichsversuche zwischen Glühlicht mit hängendem und aufrechtem Glühkörper angestellt und 2 Jahre lang fortgesetzt worden. Auf Grund dieser Versuche werden nur noch aufrechte Glühkörper angewandt; bis 1. April 1906 waren 1021 Wagen mit 9149 Brennern mit Gasglühlicht ausgerüstet, die Anwendung dieser Beleuchtung wird auf sämtliche Personenwagen ausgedehnt.

Die Vergleichsversuche wurden mit dem *Mascart*-Photometer ausgeführt, das aus 2 Rohren besteht, in deren einem die Vergleichskerze brennt, während das andere das zu untersuchende Licht durch einen *Foucault'schen* Papierschirm empfängt. Beide Lichtquellen werden durch ein Linsen- und Prismen-System auf ein Diaphragma vereinigt, beleuchten je die Hälfte einer Kreisscheibe und können in dieser Weise verglichen werden. Es wurde die Lichtverteilung in der durch-

schnittlichen Höhe der von dem Lesenden gehaltenen Zeitung (Lesehöhe) bestimmt, d. h. 86—88 cm über dem Fussboden; der Apparat wurde mittelst einer über die Sitze gelegten Unterlage auf dieser Höhe eingestellt. Es konnte die Lichtverteilung bis in 15—20 cm Entfernung von den Wänden beobachtet werden. Die Lichtverteilung in der Beobachtungsebene wurde durch Diagramme dargestellt, in denen die Isophoten eingetragen sind, diese würden sich bei Vernachlässigung der Lichtdiffusion durch Wände und Decke und bei der Annahme einer punktförmigen Lichtquelle als konzentrische Kreise darstellen, haben jedoch tatsächlich eine unregelmäßigere kardioidenartige oder elliptische Gestalt. In den Diagrammen sind die Teile der Beobachtungsfläche mit weniger als 6 und bis 4 MK (Meter-Kerzen) einfach schraffiert, die mit weniger als 4 Mk kreuzschraffiert. Bei 6 MK Helligkeit auf der Lesefläche (Buch oder Zeitung) liest man ohne Schwierigkeit.

Zum Vergleich wurden zunächst Messungen der Helligkeit des alten Brenners mit freier Flamme von Schmetterlingsform angestellt, dessen Gasverbrauch bei 55—60 mm Regulatordruck 25—27 l/Std. beträgt. Für ein Abteil 3. Klasse von 1,6 m Breite und 2,65 m Länge mit einer Lampe in der Mitte der Decke beträgt die Helligkeit an den entferntesten Stellen (Ecken) in der Leseebene nur 1,2 MK, an den der Lampe nächsten Stellen 3,1 MK. Durch den Einfluss der Lampe des Nebenabteils erhöht sich die Helligkeit auf 3,4 bezw. 7,8 MK. Die bisherigen Lampen ohne Glühstrumpf ergeben daher keine zum Lesen auf allen Plätzen genügende Helligkeit. Für Glühstrumpf und aufrechten Strumpf ergab sich die Abnahme der Leuchtkraft guter Strümpfe im allgemeinen als gering. Der Gasverbrauch betrug 15 l/Std. bei 200 mm Druck. In einem Abteil 3. Klasse von 1,6 m Breite und 2,01 m Länge stieg die Helligkeit nach Anbringung der Glühlichtbeleuchtung von früher 1,6 auf 5,4 MK an den entferntesten Punkten, und von 4,3 auf 10,9 MK an den der Lichtquelle nächsten Punkten der Lesefläche. In einem Abteil 2. Klasse (1,855 m breit, 2,07 m lang) betrug diese Steigerung 1,7 auf 6,4 bezw. 3,9 auf 12,2. Der Leser erhält daher für die Lektüre niemals weniger als 6 MK und im allgemeinen auf den für die Beleuchtung schlechtesten Plätzen (Eckplätzen) 7—8 MK; in einem Abteil 1. Klasse mit weißer Decke und weißen Schutzdeckchen auf den Rückenpolstern bis 16,5 MK in der Mitte, 7 MK auf den entferntesten Plätzen. Der Einfluß der Farbe der Decke und der Wände ist erheblich. Bei Wagen 2. Klasse mit blauen Polstern und dunklem eichenfarbenem Anstrich der Wände steigt die größte Helligkeit nach Bekleidung der Decke mit weißem und der Wände mit gelbem Papier von 10 auf 13 MK, also um 30 v. H. Die hängenden Glühstrümpfe ergaben bei dem gleichen Gasverbrauch und Druck, wie die stehenden, dem Anschein nach ein helleres Licht, aus den Diagrammen ergibt sich jedoch, daß die Ecken weit weniger Licht bekommen. Der zentrale Teil des Abteils erhält mehr Licht, 16—20 MK, die entfernten Eckplätze dagegen 1—2 MK weniger, wie bei Anwendung aufrechter Glühstrümpfe. Am besten ist dieser Unterschied der beiden Brennerarten aus Kurven ersichtlich, in denen die im Schnitt der photometrischen Ebene mit einer das Abteil diagonal schneidenden Vertikalebene herrschende Beleuchtungsintensität eingetragen ist: die Kurven sind Sinus-artig, mit einem Wellenberg in der Mitte (Nähe der Lampe), die Kurve für aufrechten Glühstrumpf verläuft flacher, erhebt sich jedoch an beiden Enden über die für hängenden Glühstrumpf. In beiden Fällen befindet sich die Lichtquelle etwa 2 m über dem Fußboden.

Es wurden ferner Aufschreibungen über Widerstandsfähigkeit der Glühkörper und Oekonomie der Verwendung gemacht. Die halbkugligen hängenden Glühstrümpfe brechen leichter, das Schutznetz, auf welchem die herabfallenden Teile sich fangen sollen, um weiterzuleuchten, erfüllt nicht immer seinen Zweck, es wurde daher in einem Halbjahr in 72 Fällen festgestellt, daß das Abteil ganz dunkel war. 67,2 v. H. der hängenden Glühstrümpfe brechen in den ersten 14 Tagen, 7,8 v. H. zeigen eine Lebensdauer von 15—20 Tagen, nur 25 v. H. halten 20—30 Tage, im Mittel also 20 Tage. Der aufrechte Glühkörper dagegen bricht seltener, da er nicht unmittelbar an den Schwingungen der Decke teilnimmt, die mittlere Lebensdauer betrug 65—70 Tage für Schnellzüge, 100—110 Tage für Vorortzüge, der Verbrauch an Glühkörpern ist also $3^1/_2$ mal geringer, wie bei hängendem Glühlicht. Außerdem kostet ein halbkugliger Strumpf 0,16 franc mehr, wie ein cylindrischer, Mehrausgabe bei hängendem Glühlicht und 17 000 Brennern würde also 138 000 francs jährlich betragen, nicht gerechnet die Mehr-Inanspruchnahme der Beamten. Ferner kann bei nach oben brennendem Glühlicht das bisher verwendete Mischgas weiter verwandt werden, das nach unten brennende ist dagegen wegen des kleinen Volumens der Flamme empfindlich gegen Unregelmäßigkeiten in der Gasmischung, und verrußt leicht; es brennt daher weit besser mit gewöhnlichem Steinkohlengas, von dem es 38—42 l/Std., also $2^1/_2$ mal soviel verbraucht, wodurch sich das Volumen der Flamme vergrössert. Bei Verwendung von Steinkohlengas wird ein höherer Druck von 15—20 at anstatt bisher 7 at bei Mischgas notwendig, der Uebergang auf andere Mischgas verwendende Linien wird erschwert. Aus allen diesen Gründen wird daher Gasglühlichtbeleuchtung mit aufrechten Glühkörpern bei der französischen Ostbahn allgemein eingeführt. 5 Fig. 28 Diagramme. (Revue générale des chemins de fer. 1906, Bd. II, S. 215—240.) S.

Eisenbahnwesen.

Toledo—Chicago Einphasen-Wechselstrombahn. (*Hewett.*) Die über 325 km von einander entfernten Städte Toledo am Eriesee und Chicago am Michigansee werden in etwa 1 bis $1^1/_2$ Jahren durch eine elektrische Bahn verbunden, von der Teilstrecken bereits jetzt mit Einphasenwechselstrom in Betrieb genommen wurden. Die Fahrleitungsspannung beträgt hierbei 3300 Volt, die im Kraftwerk erzeugt und den nächstliegenden Abschnitten der Oberleitung unmittelbar, den übrigen mittels einer 33 000 Volt Hochspannungsleitung und Transformatoren zugeführt wird. Die Wagen sind mit vier 75 PS kompensierten Motoren der *General Electric Company* ausgerüstet, die sowohl mit Gleichstrom als auch mit Wechselstrom arbeiten können.

Im Kraftwerk sind vorläufig zwei *Curtis*-Dampfturbinen aufgestellt, die 800 KW ohne und 1000 KW mit Kondensation liefern. Ihre minutliche Umlaufszahl beträgt 1500, die Dampfspannung 10,6 at. Als Dampfverbrauch wurden 9,5 kg/Kwstd. garantiert. Die mit den Turbinen gekuppelten Generatoren sind zweipolig und mit drei in Stern geschalteten Wicklungen versehen, von denen zwei benutzt werden und die dritte als Reserve dient. Die beiden Maschinensätze für die Erregung bestehen je aus einer wagerechten 25 PS-*Curtis*-Turbine, die einen zweipoligen Gleichstromgenerator für 200 Amp. und 125 Volt mit 3600 Umdrehungen i. d. Minute antreibt. Drei *Stirling*-Wasserrohrkessel für je 415 PS bei 380 qm Heiz- und 6,6 qm Rostfläche sind bisher eingebaut. Für drei weitere Kessel, ebenso wie für einen Turbinensatz ist Raum vorgesehen.

Das mit kupfernen Schienenverbindungen versehene Gleis ist in der üblichen Weise auf Holzschwellen und Kiesbettung gelagert.

Für die Oberleitung wurde die Kettenlinienaufhängung gewählt. Hierdurch konnte die Mastentfernung auf etwa 46 m vergrößert werden. Der Fahrdraht besteht aus Kupfer und hat 11,5 mm Durchmesser. Er ist alle 15 m an einem Tragseil aus Stahl von 4900 kg/qcm Zugfestigkeit aufgehängt, das aus sieben Adern von je 3 mm Durchmesser besteht. Die an den 10,5 bis 12 m langen Holzmasten befestigten Ausleger sind aus Gasrohr hergestellt und tragen Porzellanisolatoren von 150 mm Durchmesser und 120 mm Höhe, die einen Isolationsweg von 230 mm haben. Ihre Prüfspannung beträgt 40 000 Volt. In den Abspanndrähten sind Hickoryholz-Isolatoren eingeschaltet. Die Oberleitungshöhe ist 6,10 m.

Die vierpoligen Motoren sind für eine Höchstspannung von

250 Volt gewickelt. Die Anker haben Stabwicklung (drei Stäbe a. d. Nut) und können nach Abnahme eines Lagerschildes seitlich aus dem Gehäuse herausgezogen werden. Die Erregerspulen werden für die Speisung mit Wechselstrom von 250 Volt parallel, für Gleichstrom von 600 Volt hintereinander geschaltet. Die Leistung der Motoren ist in üblicher Weise durch deren Charakteristik graphisch dargestellt. Sie wiegen je mit Zahnrädern und Radschutzkasten 1900 kg.

Zum Anlassen dient ein Fahrschalter üblicher Bauart, der für Gleichstrom eine Widerstandsregelung, für Wechselstrom die Speisung mit verschiedenen einem Transformator entnommenen Spannungen bewirkt. Hauptschalter, Maximalausschalter Sicherungen und Blitzableiter sind in der üblichen Weise angeordnet. Zum Uebergang von den Wechselstrom- auf die Gleichstromstrecken sind stromlose Stücke in der Oberleitung angeordnet, die selbsttätiges Oeffnen der durch Ruhestrom überwachten Hauptschalter bewirken. Die Hochspannungsleitungen sind in geerdeten Messingrohren verlegt. Die Stromzuführung zum Fahrzeuge geschieht durch Rollenstromabnehmer, die auf Isolatoren gelagert sind.

Die Wagen sind 15,8 bezw. 12,8 m lang zwischen den Puffern; die Kastenlänge der größeren beträgt 12,2 m. Sie wiegen 13 200 kg. Die Wagen haben je zwei *Baldwin*-Drehgestelle von 2 × 3850 kg Gewicht, deren Radstand 1,83 m und deren Laufraddurchmesser 1 m beträgt. Zum Bremsen sind direktwirkende Luftbremsen eingebaut. Eine Lokomotive zum Schleppen von 25 beladenen Güterwagen ist im Bau. 23 Fig. (Street Railway Journal 1906, Bd. II, S. 556—564.) *Pr.*

Eisenhüttenwesen.

Gasrohrschweissöfen. Bei Halbgasöfen wird die Luft in Zickzacklinien an den Ofenwänden vorgewärmt, bei dem *Bicheroux*-Ofen wird die Verbrennungsluft unter der Herdsohle geführt und bei den Röhrenschweißöfen mit ausgesprochenen Rekuperatoren durch prismatische Hohlsteine geleitet. Die Abgase wurden bei dem letzteren vielfach noch zur Kesselheizung benutzt.

Die Konstruktion der *Siemens*-Regenerativschweißöfen schließt sich der üblichen Bauart der Schweißöfen an, nur daß der Schweißherd schmaler und das Gewölbe niedriger ist. Die Regenerativkammern liegen unterhalb oder seitlich des Ofens.

Zuletzt ist noch ein Wassergasröhrenschweißofen erwähnt, bei welchem die Luftvorwärmekammern seitlich und am Ende des Ofens angeordnet sind. Der Flammenherd ist 6500 mm lang die Herdbreite beträgt vorn am Kopf 600 mm und am Ende des Ofens 500 mm. Die Zuführung des Wassergases zu den Verbrennungsstellen geschieht durch eine gußeiserne Sammelleitung von 100 mm Durchmesser, welche an beiden Seiten des Ofens liegt. Die Luftvorwärmungskammern bestehen aus zickzackförmig angeordneten Schlitzen. Die Kammern können durch eine Drehklappe einmal mit dem Abgaskanal und Schornstein, das andere mal mit dem Lufteintritt und dem Kanal, welcher die Luft zur Verbrennungsstelle führt, in Verbindung gebracht werden. 7 Fig. (Stahl und Eisen 1906, S. 1313—1322.) *St.*

Stahlwerksgebläsemaschine, erbaut von der *Kölnischen Maschinenbau-A.-G. Köln-Bayenthal* hat 1300 mm Hochdruck, 2000 mm Niederdruckzylinder-Durchmesser und zwei Gebläsezylinder von je 1800 mm Durchmesser und 1700 mm gemeinsamer Hub, macht 50 Umdrehungen i. d. Minute und saugt bei $7^1/_2$ at Dampfspannung und 18—20 v. H. reduzierter Füllung sowie Kondensation 852 cbm Wind an und preßt ihn auf 2 bis $2^1/_2$ at. Die Steuerung für den Hochdruckzylinder erfolgt durch einen von Hand verstellbaren *Rider*schieber, der Niederdruckzylinder hat Kolbentrickschieber mit fester Expansion. Die Gebläsezylinder haben Wasserkühlung. Die Gebläseventile sind zentral um die Gebläsezylinder angeordnet. Sie bestehen aus kleinen abgedrehten Blechplättchen mit Federbelastung. Das Schwungrad hat 8 m Durchmesser und ein Gewicht von 40 t. 2 Fig. (Stahl und Eisen 1906, S. 1311 und 1312.) *St.*

Elektrotechnik.

Gleichstrommaschinen für konstanten Strom. (*Rosenberg.*) Es ist bekannt, wieviel Arbeit seit den Uranfängen der Starkstromtechnik darauf verwendet wurde, um Maschinen herzustellen, deren Stromstärke bei stark wechselndem äußeren Widerstand in nicht zu übermäßigen Grenzen schwankt. Man nannte solche Dynamomaschinen Maschinen für konstanten Strom. Das Bedürfnis hierfür trat schon frühzeitig, bei Verwendung der Bogenlampe, auf.

Zur Speisung von Bogenlampen, einzeln oder in Reihe, ist, wenn anders man nicht einen großen Ballastwiderstand verwenden will, eine Maschine erforderlich, deren Spannung stark schwanken kann, ohne daß die Stromstärke sich allzusehr ändert. Die von der *Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft* neuerdings gebauten, sogenannten REG-Maschinen eignen sich nun dazu, ohne irgend einen Ballastwiderstand und ohne Hilfsmechanismus konstanten Strom oder konstante Leistung abzugeben.

Die Magnetspulen einer zweipoligen Gleichstrommaschine werden von einer fremden Stromquelle erregt. Die an der gewöhnlichen Stelle sitzenden Bürsten sind kurz geschlossen und dienen lediglich dazu, um durch die Ankerrückwirkung des sie durchfließenden Stromes den Anker quer zu magnetisieren, d. h. in einer zu den ursprünglichen Kraftlinien senkrechten Richtung. Das so entstehende Querfeld (Sekundärfeld) erzeugt erst im Anker die nutzbare Spannung und zwar sind die Stromabnahmestellen die Bürsten, welche gegen die Hilfsbürsten um eine halbe Polteilung versetzt sind. Von den Nutzbürsten wird der äußere Stromkreis z. B. eine Bogenlampe gespeist. Der den Bürsten entnommene Nutzstrom kann nun einen bestimmten Wert nicht überschreiten, denn er magnetisiert seinerseits den Anker in genau entgegengesetzter Richtung zum ursprünglichen Magnetfeld. Nur die Differenz zwischen dem ursprünglichen Magnetfeld (Primärfeld) und dem Gegenfeld des Ankers (Tertiärfeld) bleibt wirksam, um die zur Erzeugung des Hilfsstroms nötige EMK zu induzieren. Da im Kreis des Hilfsstromes nur der Widerstand des Ankers und der Bürsten vorhanden ist, so bedarf es selbstverständlich nur eines kleinen Differenzfeldes, um einen Strom von normaler Stärke durch die Kurzschlußverbindung zu schicken und damit das entsprechende Sekundärfeld zu erzeugen. Das Gegenfeld des Ankers (Tertiärfeld) ist um so vieles größer als der wirksame Rest zwischen primärem und tertiärem Feld, daß jede kleine Aenderung des Nutzstromes, also des Tertiärfeldes, das wirksame Differenzfeld prozentual um vieles größer oder kleiner macht. Dadurch wird die Maschine fähig, eine geringfügige Aenderung des Nutzstromes mit einer großen entgegengesetzt gerichteten Spannungsänderung zu beantworten oder umgekehrt, es wird bei großen Spannungsänderungen der Nutzstrom sich nur um ein geringes Maß verändern. Wird der Nutzstromkreis, die Bogenlampe, kurzgeschlossen, so kann der Nutzstrom nur so groß werden, daß die Gegenmagnetisierung des Ankers jetzt beinahe genau gleich groß dem Primärfeld wird, während sie bei normaler Spannung vielleicht um 10 v. H. kleiner gewesen sein mag.

Verlängert sich der Lichtbogen über das normale Maß hinaus, so wird die Nutzstromstärke ein wenig abnehmen, dadurch wird das Primärfeld gleich ein bedeutendes Uebergewicht über die Gegenmagnetisierung des Tertiärfeldes erhalten, der zwischen den kurzgeschlossenen Bürsten induzierte Strom wird sich erhöhen und dadurch die Spannung der Nutzbürsten selbsttätig vergrößern.

Mit geringen Aenderungen in der Konstruktion sind diese Maschinen auch verwendbar für elektrische Schweißung, und für elektrische Oefen aller Art, die mit Gleichstrom betrieben werden können. 19 Fig. (E. T. Z. 1906, S. 1035.) *Br.*

Der Einfluss eines sekundären Stromes auf Ueberspannung und Funkenbildung bei Stromunterbrechung. (Dr. *Benischke.*) In allen Fällen verschwindet der Extrastrom, der bekanntlich entsteht, wenn ein Strom $J = \frac{E}{w}$ durch plötzliche Nullwer-

dung der (konstanten) *EMK* zum Verschwinden gebracht wird, und auch die Ueberspannung umso rascher, je größer der sekundäre Strom ist und je stärker er auf den primären Stromkreis zurückwirken kann, d. h. je stärker die magnetische Kupplung (magnetische Streuung) ist. Diesem Umstande ist es zu danken, daß, beim Ausschalten von Stromkreisen mit großer Selbstinduktion nicht öfter Zerstörungen der Isolation stattfinden. Die Unterdrückung der Ueberspannung durch den sekundären Strom zeigt sich auch dann, wenn infolge von Kapazitätswirkung eine oszillatorische Bewegung der Spannung beim *Schließen* des Stromkreises stattfindet. Was den Einfluß eines sekundären Stromes auf die Funkenwärme anbelangt, so ist die gesamte vom Extrastrom im Stromkreis und im Funken entwickelte Wärme gleich der potentiellen magnetischen Arbeit des Stromes, also jener Arbeit, die beim Entstehen des Stromes von der Stromquelle aufgewendet werden mußte, um das magnetische Feld des Stromes herzustellen. Die Funkenwärme wird umso kleiner je stärker die magnetische Streuung ist, bis sie bei vollständiger Kupplung ($K = 1$) gleich Null wird. Im allgemeinen fällt der Extrastrom beim Unterbrechen eines Stromkreises, der mit einem anderen geschlossenen Stromkreis magnetisch gekuppelt ist und die von ersterem erzeugte Ueberspannung umso schneller ab und mit ihr die Funkenwärme, je größer der sekundäre Strom und je stärker die magnetische Kupplung ist. (Elektrotechnik und Maschinenbau, Wien, XXIV. Jahrgang, 1906, Heft 47, S. 923—926.) *Br.*

Lokomotivbau.

Elektrische Lokomotive System Piper. (*Reyval.*) Die Lokomotive ist mit einem Stromerzeuger, der von einem Petroleummotor angetrieben wird, und einer parallel geschalteten Pufferbatterie ausgerüstet. Die beiden gekuppelten Maschinen von 30 PS und 20 KW Leistung treiben mittels Zahnräder und Schubstangen die Laufräder an. Zum Wechseln der Fahrtrichtung dienen zwei mit Kegelrädern verbundene magnetische Kupplungen. Elektrische Reibungsbremsen dienen zum Anhalten. Bei Stillstand wird die Batterie aufgeladen, deren Energie beim Anfahren und bei großen Lasten mittels des dann als Motor wirkenden Stromerzeugers den Petroleummotor unterstützt. Auch die abzubremsende Energie wird zum Laden der Batterie verwendet. 1 Fig. (L'Eclairage Electrique 1906 Bd. IV, S. 170—173.) *Pr.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Dampfbahn mit mittlerer Reibungsschiene. (*A. Dumas.*) Zur Erleichterung des Touristenverkehrs von Clermont-Ferrand (386 m Höhe) auf den etwa 1450 m hohen Berggipfel des Puy de Dôme ist eine Dampfbahn von rund 15 km Streckenlänge mit 1 m Spur angelegt worden, bei der wegen der starken zu erklimmenden Steigungen (1 : 8) die Reibung der Räder auf den Fahrschienen durch die zusätzliche Reibung wagerechter Räder an einer mittleren Reibungsschiene erhöht wird. Wegen der lockeren Beschaffenheit des erdigen Trachyts, „Domit" genannt, aus dem der vulkanischem Ursprung entstammende Berg besteht und der vorkommenden heftigen Stürme mit häufig 30 bis 40, ja sogar bis 70 m/Sek. Geschwindigkeit, war es aus technischen und wirtschaftlichen Gründen nicht möglich, Zahnrad-, Drahtseil- oder elektrischen Betrieb anzuwenden, besonders, da eine elektrische Luftleitung dem Sturme nicht stand zu halten vermag. Man entschied sich daher für den Betrieb mit mittlerer Reibungsschiene, System *Hanscotte*, der schon vielfach erprobt ist, und Sicherheit gegen Entgleisung durch Winddruck gewährt; zugleich betrugen die Herstellungskosten nur 6—8 M. f. d. lfd. m gegen 25—30 M. bei Zahnstange, auch sind Unterbrechungen der Hilfsschiene leicht ausführbar. Der auf 15 km Streckenlänge überwundene Höhenunterschied beträgt 1029 m, die Mittelschiene liegt nur auf Strecken mit über 1 : 16 Steigung, d. h. auf etwa der halben Gleislänge, es sind 34 z. T. sehr scharfe Kurven von 40—2000 m Halbmesser vorhanden. Als Mittelschiene dient eine wagerecht liegende Doppelkopfschiene von 27 kg/m; sie liegt in 0,155 m Höhe über Fahrschienenoberkante auf eisernen Böcken, die in der Mitte der Schwellen aufgeschraubt sind. An Wegkreuzungen ist die Mittelschiene unterbrochen und die Durchfahrt frei; an den Unterbrechungsstellen läuft die Mittelschiene spitz aus, um das sanfte Einfahren der Fahrzeuge zu ermöglichen. Die Fahrzeuge sind von der *Compagnie de Fives-Lille* erbaut. Die 3/3 gek. Lokomotive hat sechs senkrechte und vier wagerechte Treibräder von 0,9 bezw. 0,82 m Durchmesser. Das Gesamtleergewicht beträgt 28 t, davon wiegt der gesamte Apparat der wagerechten Treibräder 5 t, das gesamte Dienstgewicht von 33 t wird als Adhäsionsgewicht nutzbar gemacht. Der Kessel hat zwei Wasserstände, deren einer für Bergfahrt, der andere für Talfahrt bestimmt ist. Das vordere Horizontalräderpaar liegt unter Mitte Rauchkammer, das hintere unter dem Führersland hinter der Feuerkiste, der Antrieb geschieht derart, daß zunächst eine wagerechte Welle mit zwei Kegelrädern von der vordersten bezw. hintersten Treibachse aus mittels Treibkette angetrieben wird, und diese Kegelräder in wagerecht liegende Kegelräder eingreifen, die auf den senkrechten Wellen der Horizontalräder oberhalb dieser sitzen. Wagerechte Luftzylinder wirken durch ein Hebelsystem auf die Achsen der Horizontalräder und pressen diese mit einem Druck bis zu 50 t gegen die Mittelschiene; dieser Druck wird vermittels eines selbsttätigen Verteilers, betätigt durch ein Pendelgewicht, proportional der Steigung geregelt. Den Druckzylindern wird Preßluft aus einem Verbundluftkompressor zugeführt, der zugleich Druckluft für die Bremse erzeugt. Die Einrichtung erfüllt folgende Hauptforderungen: 1. der Druck gegen die Mittelschiene ist unabhängig von der Abnutzung der Horizontalräder; 2. der Druck ändert sich selbsttätig proportional der Steigung; 3. die Wellen der Horizontalräder bleiben stets parallel; 4. eine Verschiebung dieser Wellen quer zur Gleisrichtung ist möglich, ohne den Eingriff zu stören; 5. die Lokomotive wird in engen Kurven durch die Horizontalräder und nicht durch die Flanschen der Tragräder geführt. Als Bremsen sind vorhanden: eine Handbremse, eine durchgehende selbsttätige Luftbremse, eine Sicherheitsbackenbremse, die gegen die Mittelschiene wirkt, eine Bremse für die Horizontalräder, Bremsung durch Gegendampf. Auch die Schleppwagen haben je ein Paar mit Spurkranz versehene Horizontalräder, deren Flansche unter die Mittelschiene greifen. 14 Fig., 1 Tafel. (Le Génie Civil, Bd. 50, S. 17—22.) *S.*

Unterhaltung der Wagen elektrischer Bahnen. (*Pestell, Doyle, Wright.*) Nach den Erfahrungen der New Yorker *Interborough Rapid Transit Company* kommen in erster Linie die Brauchbarkeit der Einzelteile für den Betrieb, dann die Art ihres Einbaues und schließlich auch die Ueberwachung in Betracht. Die genannte Gesellschaft war die erste, die ganz aus Stahl und Eisen gebaute Wagen einführte. Sie ging bei der Wagenunterhaltung zuerst dadurch von den üblichen Verfahren ab, daß sie in ihren Werkstätten eine Prämienzahlung anwandte. Sie ersparte hierdurch im Mittel 30 v. H. an Löhnen und verbesserte wesentlich die Betriebssicherheit. Durch Verteilung der Arbeit auf 5 Werkstätten erhielt sie aus den Berichten Vergleichszahlen und spornte zugleich zu einem Wettbewerb an, der durch monatliche Vergleiche der Betriebsstörungen an den Fahrzeugen einen Maßstab erhielt. Außerdem wurde die Unterhaltung bestimmter Teile der Wagen denselben Arbeitern oder Gruppen übertragen. Ferner wurde der Zwischenraum zwischen den gewöhnlichen Revisionen und den Hauptrevisionen nicht mehr nach Zeitabständen (3½—4 Tage und 12—14 Monate), sondern nach der Betriebsdauer (1600 und 145 000 Wagenkilometer) bemessen. Hierdurch wurden Ersparnisse von im Mittel 26 v. H. und 18 v. H. erzielt. Das Schmieren der Motorlager, Achsbüchsen, Kompressoren usw., das Auswechseln der Motorkohlen, Bremsschuhe usw. wurde gleichfalls auf Grund der geleisteten Wagenkilometer geregelt

und statistisch verfolgt, um die Verringerung außergewöhnlicher hoher Kosten durch Verbesserung der Bauart anstreben zu können. In neuester Zeit sind Versuche mit Stücklöhnen gemacht worden, um bessere Arbeiter durch entsprechende Bezahlung zu entlohnen. Die Einzellöhne der Arbeiter sind hierdurch um 10 v. H. gestiegen, die Ausgaben der Gesellschaft dagegen um 26 v. H. gesunken. (Street Railway Journal 1906, Bd. II, S. 718—719.) *Pr.*

Elektrische Schienenverbindungen. Bei der Straßenbahn in *Oakland* wurde durch gesteigerten Verkehr der Einbau neuer Schienenverbindungen zur Verbesserung der Stromrückleitung nötig. Bei der starken Wagenfolge war ein Losnehmen der Laschen bei Tage unmöglich und hätte auch während der Nacht einen zu großen Zeitaufwand erfordert; durch die Verwendung kräftiger Zwangschienen war es anderseits nahezu unmöglich gemacht. Die *Oakland Traction Consolidated Railway* beschloß daher, den von *Harold A. Brown* angegebenen „plastischen Schienenstöpsel" einzubauen, der ohne Lösen der Laschen angebracht wird, und der nur eine wenige Zoll breite Oeffnung im Pflaster erfordert. Ein besonders mit zwei großen Kompressoren, Luftbehältern, Antriebsmotoren und Druckluftbohrern ausgerüsteter Wagen und eine Bedienungsmannschaft von 9 Arbeitern konnte in der neuen Weise 150 Schienenstöße i. d. Nacht fertigstellen. Hierzu wurden zuerst zwischen dem ersten und dem zweiten Bolzen jeder Schiene ein $^5/_8$ oder $^7/_8$ zölliges Loch durch den auf den Fuß der Schiene aufliegenden Teil der Lasche bis in die Schiene hineingebohrt. Dann wird das Loch mit Wasser gefüllt und die Wandung mit einem Amalgamstift gerieben, so daß sie amalgamiert wird. In große Löcher wird dann eine Spirale aus amalgamiertem Kupferband gelegt; kleine Löcher werden mit plastischem Amalgam zum Teil gefüllt und schließlich jedes Loch durch einen genau passenden amalgamierten Deckel geschlossen, der durch einen Meißelschlag auf die Lochkante festgehalten wird. Schließlich wird noch ein wasserdichter Stoff über das Loch geklebt. Zwei Paar derartige Stöpsel von $^3/_4$ Zoll Durchmesser in dem Stoß einer Schiene von 32 kg/m Gewicht sollen eine Leitfähigkeit gleich der der Schiene ergeben und außerdem Verschiebungen der Lasche gegenüber der Schiene bis zu $^1/_4$ Zoll zulassen. 1 Fig. (Street Railway Journal 1906, Bd. II, S. 581—582.) *Pr.*

Wasserbau.

Seedeich aus Eisenbeton. Für den Bau des Seedeichs bei Brouwershaven in Holland ist ein neues Verfahren der Böschungs-Abdeckung mit eisenarmierten Betonplatten angewandt worden. Die Böschung des die Unterlage bildenden Sanddammes wurde zunächst mit einer Lage Strohmatten bedeckt, die durch festgepflockte Strohseile festgehalten werden und den Sanddamm gegen Beschädigung durch die Wellen während der Arbeitsausführung schützen. Die Betonabdeckung besteht aus einem mit Betonplatten ausgelegten Betongitterwerk. Zuerst werden die Platten, deren im Bau nach außen gelegene Oberfläche stufenförmig ist, mittelst hölzerner Bohlen geformt. Die zur Verstärkung eingelegten Gitterbleche werden auf hölzerne Pflöcke, die etwa 2,5 cm aus der Böschungsfläche herausragen, aufgelegt. Jedes Blech hat eine Fläche von etwa 2,20×1,75 m, der Beton wird zwischen den abgestuften Holzbohlen mit gußeisernen Rammen eingestampft und mit Holzplatten überdeckt, die etwa 20 Minuten liegen bleiben. In ähnlicher Weise wird das die Platten umrahmende Betongitterwerk gleichfalls mit Eisenblecheinlagen eingeformt. Das Rahmenwerk wird erst einen Monat nach Vollendung der Platten begonnen. Unterhalb des normalen Hochwasserstandes besteht der Beton aus 3 Teilen Portland-Zement, 5 Teilen Sand, 8 Teilen Kies und $^1/_2$ Teil Traß, oberhalb aus 1 Teil Zement, 3 Teilen Sand, 4 Teilen Kies. Der Beton wird mit Seewasser angerührt, der Sand ist der gewöhnliche Seesand. Obgleich sowohl Eisengitter wie Zement in Holland teuer ist, kostet ein nach diesem Verfahren abgedeckter Deich nur $^1/_3$ bis $^2/_3$ soviel, wie ein mit Basalt abgedeckter. (Engineering 1906, Bd. II, S. 519 20.) *S.*

Bücherschau.

Oldenbourgs Technische Handbibliothek. Band 8: **Bau und Betrieb von Kältemaschinenanlagen.** Zahlenstoff und Winke für Ingenieure, Baubehörden, Kältemaschinenbesitzer usw. Von Ingenieur *C. Heinel*, Privatdozent an der Techn. Hochschule, Berlin. Mit 108 Abb. und 19 Tafeln. München und Berlin, 1906. R. Oldenbourg. Preis geb. M. 12,—.

Das vorliegende Werk bildet eine wertvolle Ergänzung des ersten Bandes von *Oldenbourg*'s technischer Handbibliothek, das in der Bearbeitung von Professor Dr. *Hans Lorenz* eine gemeinverständliche Darstellung über Konstruktion und Wirkungsweise der Kühlmaschinen gebracht hatte.

Die ganze Behandlung des Stoffes zeigt, daß der Verfasser die Bedürfnisse des im Bau und Betrieb von Kältemaschinenanlagen arbeitenden Ingenieurs genau erkannt hat und aus eigener intensiver Tätigkeit auf diesem Feld die drei derzeitig in Deutschland vorherrschend gebräuchlichen Systeme in Theorie und Praxis vollkommen beherrscht. Der Verfasser beschränkt sich nie auf einseitig theoretische Darstellung oder Aufzählung rein praktischer Zahlen; er begründet stets deren logischen Zusammenhang oder gibt die Wege an, wo durch Hilfe des Physikers die Verbindung erst herzustellen wäre. Mit Hilfe zahlreicher Tabellen und weitgehender Benutzung zeichnerischer Darstellung bietet das Werk eine erstaunliche Fülle kältetechnischen Materials; im textlichen Teil berührt die eigenartige Kürze des Ausdrucks äußerst angenehm.

Dabei setzt das Werk natürlich eine entsprechende Kenntnis der Materie voraus, als ernsthafte Arbeit beansprucht es nicht blos gelesen, sondern studiert zu werden. Der Wert des Buches steigt mit seiner Benutzung und wer sich erst mit seinem reichen Inhalt ganz vertraut gemacht hat, wird es gerne und häufig als treuen Ratgeber herbeiziehen und aus ihm auch manche Neuanregung schöpfen können.

Die Zusammenstellungen über die Instandsetzung von Kälteerzeugungsanlagen und Ursachen von Minderleistungen verdienen als mustergiltig besonderer Erwähnung. Auch die Abhandlung über Leistungsversuche bringt sorgfältige genaue Anleitungen, besonders werden die ausführlichen Angaben und Hilfstabellen über Luftkühlerversuche dem Praktiker erwünscht sein.

Der Inhalt des trefflichen Werkes füllt gar manche bisher in der Literatur bestandene Lücke; es wird insbesondere seinen Zweck als Handbuch umsomehr erreichen, als es der Verfasser von dem überflüssigen Ballast weitschweifiger Erklärungen bestmöglichst frei zuhalten wußte.

München, 22. XII. 06. *H. Zirngibl.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Die Technik der Lastanförderung einst und jetzt. Eine Studie über die Entwicklung der Hebemaschinen und ihren Einfluß auf Wirtschaftsleben und Kulturgeschichte von *Kammerer*, Charlottenburg. Mit 175 Abb. München und Berlin, 1907. R. Oldenbourg. Preis geb. M. 12,—.

Neue Theorie und Berechnung der Kreiselräder, Wasser- und Dampfturbinen, Schleuderpumpen und Gebläse - Turbokompressoren, Schraubengebläse und Schiffspropeller. Von Dr. *Hans Lorenz*, Dipl.-Ing., Prof. der Mechanik an der Techn. Hochschule zu Danzig. Mit 67 Abb. München u. Berlin, 1906. Preis geb. M. 8,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 5. Berlin, 2. Februar 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Gross-Lichterfelde-West, Fontanestrasse, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Elektrischer Vollportalkran mit Selbstgreifer
der Maschinenfabrik Joh. Wilh. Spaeth auf der Bayrischen Landesausstellung in Nürnberg 1906.

Von **K. Drews**, Ingenieur.

Bei dem beschränkten Umfange der diesjährigen Bayrischen Landesausstellung auf dem Gebiete des Maschinenwesens hatte der Hebezeugbau wenig Gelegenheit, besonders hervorzutreten.

Von den wenigen vorhandenen größeren Hebezeugen möge hier der Vollportalkran mit Selbstgreiferbetrieb der Maschinenfabrik *Joh. Wilh. Spaeth* in Nürnberg-Dutzendteich besprochen werden.

Der Kran (Fig. 1) stand neben der Maschinenhalle auf einem besonderen Gleis und wurde im Betrieb vorgeführt.

Seine Hauptdaten sind folgende:

Höchstlast . . 3 t einschl. Greifer,
Gewicht des Greifers . . . 1,4 t
Ausladung . 10,23 m
Hub . . . . 16 m

Geschwindigkeiten:

Heben . . $v = 0,424$ m i. d. Sek.
Drehen . . ungefähr zwei Umdrehung. i. d. Min.
Fahren . . $v = 0,3$ m i. d. Sek.



Fig. 1. Portalkran von Spaeth.

Krangerüst. Das Portal, das zwei Vollbahngleise überspannt, hat eine lichte Weite von 8,64 m und eine lichte Höhe von 5 m.

Es besteht aus zwei sehr kräftigen genieteten vollwandigen Blechträgern, die oben durch einen Horizontalverband und zwischen den Ständern durch einen Vertikalverband gegeneinander wirksam versteift sind.

Die Entfernung von Mitte bis Mitte Träger beträgt 3,5 m.

Die Ständer sind mit den Radkästen fest vernietet. Jeder der beiden Radkästen besteht aus zwei genieteten C-förmigen Trägern.

Die Spurweite des Portals beträgt 9 m, der Radstand 5,5 m.

Die Wand des einen Portalträgers trägt einen mit gelochtem Blech abgedeckten und mit einem Geländer versehenen Laufsteg, der nach Fig. 1 den Fahrmotor und die Längswelle aufnimmt.

Der Schienenkranz von 3 m Durchmesser für die Laufrollen der Drehscheibe ist auf einem Unterbau aus I- und C-Eisen befestigt, der zwischen die beiden Portalträger genietet ist (Fig. 2).

Die Laufschiene ist eine 140 mm hohe Profilschiene.

In dem genannten Unterbau ist auch der hohle Königszapfen von 170 mm Durchmesser befestigt, der zur Zentrierung der Drehscheibe dient.

Diese selbst besteht aus einem Rahmen in C-Eisenkonstruktion, an dem auch die Lager für die vier Laufrollen befestigt sind. Um der Drehscheibe gegenüber dem Königszapfen eine gewisse Nachgibigkeit zu gewähren, ist nach Fig. 2 das Mittellager kugelgelenkartig ausgebildet.

Der den Königszapfen umschließende Kugelkörper b wird von dem mit der Drehscheibe verschraubten Lagerkörper a durch Mitnehmerstifte beim Schwenken mitgenommen.

Die auf den Königszapfen geschraubte kugelförmige Haube c soll ein Ueberkippen des Drehkranes bei starker

Ueberlastung oder bei zu schroffem Bremsen der abwärtsgehenden Last verhindern, indem sich beim Abheben der hinteren Laufräder der Lagerkörper *a* mit entsprechender Kugelfläche gegen die Haube legt.

Fig. 2. Drehscheibe mit Königszapfen.

Auf der Drehscheibe ist ein Gerüst in **C**- und Flacheisenkonstruktion aufgebaut, an das sich der Ausleger mit vier Gelenkbolzen anschließt.

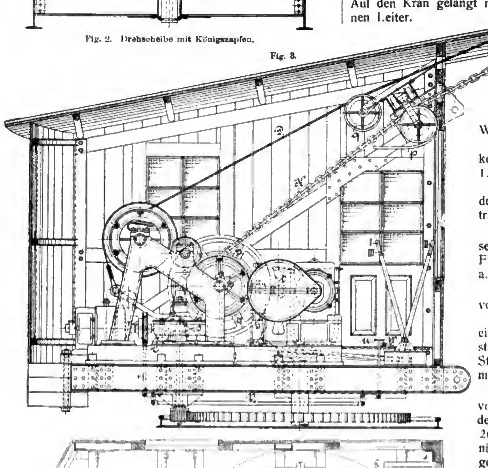
Dieses Gerüst dient gleichzeitig als Gerippe für die Wände des Führerhauses.

Die Wände und das Dach tragen Holzverschalungen, deren Fugen mit Holzleisten gut verdeckt sind.

Ueber die Holzverschalung des Daches ist ein Wellblech gelegt.

Fenster, die nach der Lastseite fast die ganze Breite der Wand einnehmen, gewähren dem Führer einen allseitigen guten Ueberblick über das Arbeitsfeld des Kranes. Auf den Kran gelangt man mittels einer bequemen eisernen Leiter.

Fig. 3.



Der Ausleger besteht aus zwei Fachwerkträgern in **C**- und L-Eisenkonstruktion, die durch einen kräftigen Windverband gegeneinander versteift sind.

Eine Leiter in der Ebene des Windverbandes führt zum Rollenkopf.

Die Höhe von Mitte Rollenkopf über Schienenoberkante beträgt 12,975 m.

Die Entfernung der Drehachse des Kranes von Schienenmitte beträgt 1,5 m.

Der Selbstgreifer ist ein Zweiseilgreifer von 1,5 cbm Inhalt der Firma *Guilleaumewerke* in Neustadt a. d. H.

Er kann in jeder beliebigen Höhe vom Führer entleert werden.

Das eigentliche Huborgan ist eine Gliederkette von 20 mm Eisenstärke; zur Entleerung dienen zwei Stahldrahtseile von 20 mm Durchmesser.

Hubwerk. Das Hubwerk wird von einem Elektromotor angetrieben, der bei 540 minutlichen Umdrehungen 26 PS leistet. Der Motor treibt zunächst mittels zweier Stirnrädervorgelege mit der Gesamtübersetzung $\frac{27}{910}$ nach Fig. 3 und 4 die Kettenhubtrommel an, mit deren Antriebsrad die Bremsscheibe *e* verschraubt ist. Die Entleerungsseiltrommel wird von der Hubtrommel durch zwei Stirnräderpaare mit der Uebersetzung $\frac{1}{1}$ angetrieben; beide Trommeln haben mithin die gleiche Umlaufzahl.

Mit der Entleerungstrommel ist ebenfalls eine Bremsscheibe *f* verschraubt.

Die Entleerungstrommel wird nur dann von der Hubtrommel mitgenommen, wenn die Reibkupplung *g* (Fig. 3, 4, 5 und 6) geschlossen ist.

Das Trieb *c* ist auf der verlängerten Nabe der losen Kupplungshälfte befestigt.

Die Kupplung wird geschlossen, indem ein Keilstück *a* (Fig. 5 und 6), das auf der achsial verschiebbaren, mit der Welle durch Feder und Nut

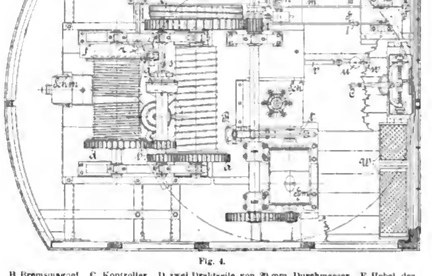


Fig. 4.

B Bremsmagnet, C Kontroller, D zwei Drahtseile von 20 mm Durchmesser, E Hebel der Entleerungsbremse und Reibkupplung, H Hebel der Hubbremse, Hm Hubmotor 26 PS n = 540, K Kette von 20 mm Stärke, Sch Schleifkontakt, Schm Schwenkmotor 8 PS n = 660. T Hebel zum Trieb l, W Widerstände.

Fig. 3 und 4. Portalkran von Spaeth.

verbundenen Kupplungshälfte befestigt ist, den gußeisernen Ring *b* spreizt und ihn dadurch gegen den inneren Umfang der losen Kupplungshälfte preßt.

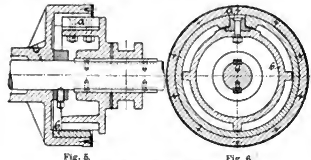


Fig. 5. Fig. 6.
Fig. 5 und 6. Kupplung für den Greiferbetrieb.

Das Trieb *l* kann mittels des Handhebels *ll*, des Gestänges *m*, des Kegelräderpaares *n* und eines weiteren Hebels aus dem Trommelrade gerückt werden (Fig. 3 und 4).

Rädertabelle des Hubwerkes.

Vorgelege	Teilung in mm	Zähnezahl	Teilkreisdurchm. in mm	Zahnbreite in mm
Motorritzel . .	$t = 8\pi$	18	144	90
Rad		91	728	90
Trieb *l* . . .	$t = 14\pi$	12	168	150
Trommelrad .		80	1120	110
Rad *a*	$t = 10\pi$	72	720	80
Trieb *b* . . .		30	300	80
Trieb *c* . . .	$t = 10\pi$	30	300	80
Trommelrad *d*.		72	720	80

Wicklungsdurchmesser der Hub- und Entleerungstrommel 500 mm.

Der Scheibendurchmesser der Hubbremse beträgt 1000 mm, derjenige der Entleerungsbremse 800 mm.

Beide Trommeln haben aus dem Vollen gedrehte Rillen.

Die Zahnräder sind aus Stahlguß hergestellt, ihre Zähne sind geschnitten.

Das Material des Motorritzels ist Phosphorbronze. Das Motorvorgelege läuft in Oel.

Das Material der Wellen und Achsen ist Stahl. Alle Lager sind mit Rotgußschalen versehen. Um der Hubkette bei ihrem Wandern auf der Trommel folgen zu können, ist die Führungsrolle *p* in einer kleinen Laufkatze oberhalb des Führerstandes beweglich gelagert (Fig. 3).

Die beiden Räder der Katze, deren Achse mittels eines Bügels die Kettenführungsrolle trägt, laufen auf den Flanschen zweier **Z**-Eisen; diese sind so angebracht, daß die Raddrücke der Katze normal zur Ebene der Flanschen gerichtet sind.

Die beiden Seilführungsrollen *q* können den Seilen bei ihrem Wandern auf der Trommel ebenfalls folgen, indem sie sich auf ihren Achsen verschieben.

Hätte man die Verschiebung der Kettenführungsrolle *p* in derselben Weise bewirkt, so wäre deren Achse bei der Länge der Trommel sehr stark ausgefallen. Zudem erreicht man durch die vorliegende Konstruktion, daß die Rolle der wandernden Kette willig folgt.

Die Konstruktion arbeitete bei der Besichtigung sehr gut.

Im Kranschnabel sind ebenfalls nach Fig. 7 drei Rollen für die Hubkette und die beiden Seile gelagert. Die Kettenrolle hat hier drei Rillen; dies ist durch die Konstruktion des Greifers bedingt, indem dessen Schließen durch zwei Flaschenzüge und dementsprechend auch durch zwei Schließketten erfolgt. Diese werden außerhalb des Greifers durch ein flaches dreieckiges Schmiedestück miteinander und zugleich mit der Hubkette verbunden.

Von den drei Rillen der Kettenrolle gibt die mittlere der Hubkette, die beiden äußeren den Schließketten Führung; das Verbindungsstück schlüpft dabei über die Rolle hinweg.

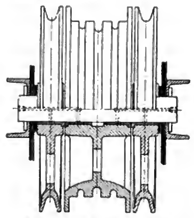


Fig. 7. Rollen am Auslegerkopf.

Das Heben und Senken, Füllen und Entleeren des Greifers geht nun in folgender Weise vor sich: Der Greifer wird geöffnet auf das Fördergut niedergelassen, indem der Führer die Hubbremse lüftet, damit die Hubkette von der Trommel ablaufen kann, den Kontrollerhebel auf Senkbremsstellung bringt und den an den Seilen hängenden Greifer mittels der Entleerungsbremse abläßt.

Der Handhebel *lll* der Entleerungsbremse betätigt gleichzeitig vermittels des Kegelräderpaares *r* und des Hebels *s* die Reibkupplung *g* (Fig. 3 und 4), und zwar so, daß diese beim Lüften der Bremse geschlossen, beim Festziehen aber geöffnet wird. Soll sich der Greifer schließen, so muß die Hubkette aufgewunden werden; der Kontroller wird daher auf Heben gestellt. Durch rechtzeitiges Kuppeln beider Trommeln mittels der Reibkupplung *g* geht die Schließbewegung ohne weiteres in die Hubbewegung über; die Zugorgane wickeln sich dann mit gleicher Geschwindigkeit auf.

Nachdem durch Heben des Greifers und Drehen des Auslegers diejenige Stellung erreicht ist, wo die Entleerung vor sich gehen soll, wird die Entleerungsbremse angezogen, die Kupplung geöffnet und die Schließkette abgelassen. Hierbei spannen sich die Entleerungsseile; der Greifer öffnet sich und das Ladegut wird ausgeschüttet. Beim Laden mittels des Greifers arbeitet der Führer demnach lediglich mit dem Hebel des Kontrollers und dem Hebel *lll* der Entleerungsbremse, während die Hubbremse gelüftet und das Trieb *l* beständig eingerückt bleibt.

Der Kran kann auch zum Verladen von Stückgütern benutzt werden, indem anstelle des Greifers ein Gehänge angebracht wird.

Die Nutzlast kann dann natürlich um das Gewicht des Greifers erhöht werden und beträgt somit 3000 kg.

Die Entleerungstrommel bleibt bei dieser Arbeitsweise dauernd ausgeschaltet, indem ihre Bremse angezogen, die Kupplung *g* ausgerückt wird.

Die Senkgeschwindigkeit der Last läßt sich dann auf zweierlei Art regulieren:

1. Von Hand durch die Hubbremse bei stillstehendem Motor. Das Trieb *l* muß dann vor dem Lüften der Bremse stets aus dem Trommelrade gerückt werden, da die Motorvorgelegewelle durch die von einem Elektromagneten betätigte Backenbremse *t* festgebremst ist.

Das Gewicht des Gehänges beträgt ungefähr 200 kg; ist also groß genug, um auch den leeren Haken ohne Stromstoß flott zu senken. Etwas unbequem ist das Aus- und Einrücken des Triebes *l*.

2. Die Hubbremse bleibt dauernd geöffnet; die Regulierung der Senkgeschwindigkeit geschieht auf elektrischem Wege durch Kurzschließen des Motors mit einem Widerstand, wobei jener als Dynamo wirkt.

Der unbelastete Haken und kleinere Lasten können außerdem noch mit Strom aus dem Netz gesenkt werden. Die Last wird dann durch die elektromagnetische Backenbremse allein gehalten.

Diese doppelte Methode des Lastsenkens wurde, lediglich in diesem Falle, deshalb gewählt, um festzustellen, welche sich im Betriebe als zweckentsprechendere erweisen werde. Dem Kranführer wird an Stromersparnis weniger als an einem flotten Fördern der Güter gelegen sein; er wird daher voraussichtlich das wiederholte Aus- und Einrücken des Ritzels zu vermeiden suchen. Sehr wichtig ist es auch, daß der Führer den Nachlauf des Windwerkes nach dem Abstellen des Motors noch gehörig ausnutzen kann und nicht durch vorzeitiges Einfallenlassen der Magnetbremse unnötigerweise Energie vernichtet. Zu diesem Zweck ist der Kontroller noch mit einer Schaltung versehen, bei der der Motor zwar stromlos ist, der Bremsmagnet aber unter Strom steht und die Bremse gelüftet hält.

Das Vorhandensein der Backenbremse nebst Bremsmagneten ist schon durch den Endausschalter für die Hubbewegung bedingt, wie es in folgendem Abschnitt erklärt werden wird.

Das Einfallen der Backenbremse kommt außerdem der Abkürzung des Auslaufweges beim Heben zugute.

(Schluß folgt.)

Münzplattensortiermaschinen.

Von Dr. **Anton Munkert**.

Abgesehen von der durch die Prägung geschaffenen äußeren Form hat jedes umlauffähige Münzstück im Gewichte und Feingehalt, in Schrot und Korn, den gesetzlich festgelegten Normen zu entsprechen.

Im Münzbetrieb beansprucht das Justieren, das ist die Erzielung des genauen Gewichtes eines jeden einzelnen Stückes die größte Sorgfalt und bedeutenden Zeitaufwand.

In früherer Zeit war bei den primitiven Hilfsmitteln der damaligen Münztechnik die richtige Stücklung nur innerhalb verhältnismäßig weiter Grenzen erreichbar. Zur Sortierung der ausgeschnittenen Münzplättchen mußte jedes einzelne Stück mittels kleiner Handwagen gewogen werden und das Justieren der schweren Platten geschah sodann durch Abfeilen oder Abschaben mit Hilfe primitiver Werkzeuge.

Erst in den siebziger Jahren des vergangenen Jahrhunderts fanden sinnreich konstruierte selbsttätige Wägemaschinen im Münzbetrieb allgemein Eingang und die Leistungsfähigkeit der Münzstätten erfuhr hierdurch eine bedeutende Steigerung.

Die *Wurmsche Münzplättchensortierungs- oder Wagelmaschine*[1]), von Mechaniker *Franz Xav. Wurm* in Wien im Jahre 1834 konstruiert, ist als das Urmodell einer derartigen maschinellen Wägevorrichtung zu betrachten. Genannte Maschine sortiert die Münzplatten nur nach zwei Sorten, während die späteren Konstruktionen mindestens drei Sortierungen zu liefern vermögen.

Die Konstruktion und Arbeitsweise dieser Maschine besteht in folgendem: Ein System von zehn Münzwagen, deren Wagbalken auf der einen Seite je ein Normalgewicht tragen, wird durch eine der ganzen Maschine entlanglaufende Antriebswelle in Tätigkeit gesetzt, indem von zehn in eine Hülse gefüllten Münzplättchen je eines mittels eines gemeinschaftlichen Zubringers auf die andere Wagschale geschoben wird. Nach Hebung der Wagen und nach erfolgtem Spiele der Wagbalken wird jedes einzelne Plättchen durch eine Feder seitwärts von der Wagschale geschnellt und fällt, je nachdem es zu leicht oder zu schwer ist, in einen höher oder tiefer gelegenen Schlitz und von da durch einen Trichter in das Sortiergefäß.

Die *Wurm*sche Sortiermaschine erwies sich für den praktischen Gebrauch als nicht geeignet. Der Maschine hafteten insbesondere zwei Fehler an; einerseits gewährte das rasche Wegschnellen der Münzplättchen keine genügende Sicherheit dafür, daß die einzelnen Plättchen immer in das richtige Fach gelangten und andererseits hatte die stoßweise Erschütterung, welcher die Maschine ständig ausgesetzt war, eine zu schnelle Abnutzung der empfindlichen Wagen im Gefolge.

In chronologischer Beziehung ist hier nun zunächst die *Münzwage von Séguier*[2]) zu erwähnen, welche mit fünf einzelnen, nebeneinander befindlichen Wagen eingerichtet war. Nähere Angaben über die Verwendbarkeit dieser Maschine liegen nicht vor.

Bei dem Bestreben von *Ludwig Seyß* in Atzgersdorf bei Wien, die Fehler der *Wurm*schen Maschine zu beheben, entstand schließlich im Jahre 1871 eine ganz neue Maschine. Die gleichzeitige Betätigung der zehn Wagen durch eine gemeinsame Welle, sowie die einseitige Belastung der Wagbalken durch Normalgewichte blieben zwar beibehalten, die übrigen Einrichtungen schuf aber *Seyß* auf ganz neuen Grundlagen.

Bei der *Münzplattensortiermaschine von Ludwig Seyß*[3]) (Fig. 1—3) sind nachfolgende Maschinenteile zu unterscheiden, welche von der Hauptwelle aus hauptsächlich durch Exzenter angetrieben werden.

a) Der eigentliche Wägemechanismus setzt sich aus zehn einzelnen Wagen zusammen, bestehend aus je einem gleichschenkligen Wagbalken, der durch zwei hochkant gestellte, parallele Stahlblechstreifen *f* (Fig. 3) gebildet wird. Der Wagbalken trägt einerseits die Aufhängevorrichtung mit dem Normalgewichte *g*, andererseits eine besonders konstruierte Tasche *e* zur Aufnahme der zu wägenden Münzplatten. Die Tasche hat einen federnden Verschluß, welcher durch ein bewegliches Kulissensystem ausgelöst werden kann.

b) Der Zubringer *b* mit Füllbecher *a* steht mit einer Vorkammer in Verbindung, aus der die Münzplatte durch Oeffnen des Schiebers *d* in die Wagtasche *e* fällt. Der Zubringer und die mit Schieberverschluß versehene Vorkammer stellen die Nebenapparate der Maschine vor.

c) Zur Arretierung des ganzen Wagsystems stehen drei Vorrichtungen zur Verfügung. Zum Festhalten des Wagbalkens vor Beginn des Wägens sind Balken- und Schalenarretierungen an dem bügelartigen Rahmen *k l* angebracht, welcher sich an der die Tragsäule *h* der Wage umschließenden beweglichen Hülse *i* befindet. Um nach beendigter Wägung die Platte aus der Wagtasche entfernen und hernach eine neue Platte zuführen zu können, ist eine besondere Arretierungsvorrichtung vorhanden, welche unter-

[1]) Katalog der österreichischen Abteilung. Weltausstellung Paris 1900, Heft 1 S. 76—78.

[2]) Armengaud. Génie industriel 1858.

[3]) *Dingler*s Polyt. Journal 1872, Bd. **203**, S. 241; 1874, Bd. **213**, S. 279. — Oesterr. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen 1871. — Amtlicher Bericht über die Wiener Weltausstellung 1873, Bd. II, Heft 1. — Katalog der österr. Abteilung. Weltausstellung Paris 1900, Heft 1. S. 78—82.

halb der Tasche *e* eingreift und aus zwei Klemmbacken mit mehreren Einkerbungen besteht.



Fig. 1. Münzsortiermaschine von Seyß.

d) Zur Erreichung einer stufenweisen Aussonderung der Münzplättchen befinden sich auf den Wagbalken geeignete Reitergewichte (*II—V*), welche auf staffelförmig ausgeschnittene Stahlbleche (*2—5*) abgelegt werden können. Die äußersten Grenzlagen des schwingenden Wagbalkens sind durch zwei im Balken festsitzende Stifte *I* und *VI* festgelegt.

e) Der staffelförmigen Ablage der Reitergewichte entsprechend, besteht das bewegliche Kulissensystem aus 3 bis 6 Kanälen.

Der ganze Sortierungsvorgang erfolgt somit in nachfolgenden Phasen: Herunterfallen der zu wägenden Platte aus der Vorkammer in die arretierte Tasche — Lösen der Taschenarretierung — Festhalten der Wage durch die beiderseitigen Balken- und Schalenarretierungen — Auslösen dieser beiden Arretierungen — Eigentliches Wägen mit gleichzeitigem Abheben bezw. Ablegen der betreffen-



Fig. 2. Münzsortiermaschine von Seyß.

den Reitergewichte — Festhalten der Tasche durch die beiderseitige Backenarretierung — Entleeren der Wagtasche infolge Auslösens des federnden Verschlusses durch das bewegliche Kulissensystem. (Beim Vorgehen des Zubringers gelangt die Platte in die Vorkammer und verbleibt in derselben solange, bis bei der Rückbewegung des Zubringers auch der Schieber zurückgezogen wird und die Platte in die Wagschale fällt.)

Hartig erachtet die Zuverlässigkeit der Sortenbildung am größten, wenn die dem Wagbalken zur Erlangung der Gleichgewichtslage gelassene Zeit etwas mehr beträgt als die volle Schwingungsdauer, welche zu 8—10 Sekunden angenommen wird, so daß jede Wage i. d. Minute 3—4 Platten zu sortieren vermag.

Die Arretierungsperiode umfaßt die Zeitdauer vom Herunterfallen der Platte bis zum Auslösen der Arretierungen; die nunmehr folgende bis zur Entleerung der Tasche verfließende Zeit beansprucht die eigentliche Wägungsperiode. Wenn z. B. der ganze Wägungsprozeß in 17 Sekunden verläuft, so kommen auf die Füll- und Arretierungsarbeiten 5 Sekunden und auf die eigentliche Wägung 12 Sekunden.

Das Heruntergleiten der Plättchen aus den Vorkammern in die Taschen hat stets eine gewisse

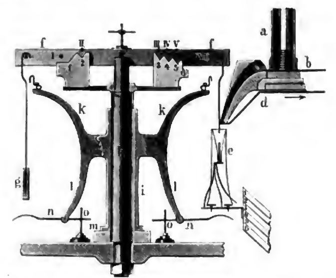


Fig. 3. Münzsortiermaschine von Seyß.

Erschütterung der Wagen im Gefolge; dieser Umstand macht sich zwar selbst nach jahrelanger Benutzung der Maschine für mäßig schwere Platten nicht sehr fühlbar, wohl aber verbietet er das Sortieren sehr schwerer Münzplatten.

Die sinnreiche Anordnung der staffelförmigen Ablage der Reitergewichte, welche die sehr zweckmäßige Aussonderung der sog. schwarzen Platten in 6 Klassen mit Hilfe einer Maschine gestattet, bildet einen schätzbaren Vorzug der *Seyß*schen Maschine gegenüber den anderen meist nur dreiklassigen Münzsortiermaschinen.

In zahlreichen Münzstätten hat die *Seyß*sche Maschine, welche jetzt in der fast ursprünglichen Form von Mechaniker *Karl Nicolaus Richter* in Wien gebaut wird, Eingang gefunden und nach amtlichen Angaben befanden sich im Jahre 1900 in den verschiedensten Ländern 88 Maschinen in Verwendung. —

Ebenso wie in Oesterreich war man auch in England bemüht, die langwierige Arbeit des Auswiegens jeder einzelnen Münzplatte durch eine maschinelle Vorrichtung zu ersetzen. Die im Jahre 1870 von *W. Cotton*[1]) und *R. Pilcher* konstruierte selbsttätige Wage

bildete eine Lösung der gestellten Aufgabe; später wurde die Maschine von *Napier* wesentlich verbessert und fand in dieser Form große Verbreitung.

Die *Napier*sche *Münzsortiermaschine*[5]) umfaßt zwei Wagsysteme mit den zugehörigen Einfüllröhren und Arretierungsvorrichtungen. Jede Wage besteht aus einem gleicharmigen Balken, an dessen Enden zwei steigbügelähnliche Wagschalen aufgehängt sind, wovon die eine zur Aufnahme des Gewichtsstückes dient, während die andere oberhalb des Balkens einen Wagtisch trägt, auf welchen die zu wägenden Münzplatten mittels des Zubringers aus dem Zuführungskanal gelangen.

Zur Arretierung der Wage dient eine unterhalb der Wagschalen befindliche Regulierungsstange, sowie eine unterhalb des Wagbalkens angebrachte besondere Klemme. Durch die Regulierungsstange erhält gleichzeitig auch ein Indikator die entsprechende Stellung; letzterer bewirkt, daß die ausgewogene Platte in den richtigen Sammelbehälter gelangt.

Als Gegengewicht dient das gesetzlich zulässige Minimalgewicht der zu sortierenden Münzsorten. Am unteren Ende der mit Gegengewicht belasteten Wagschale befindet sich ein Toleranzreiter im Gewichte des gestatteten Remediums. Das Toleranzgewicht stellt somit die gesetzliche Gewichtsabweichung unter dem Normalgewichte dar und ergänzt das in der Schale befindliche Grenzgewicht bis zum Normalgewicht. Es sind demgemäß alle Platten, welche das Toleranzgewicht nicht zu heben vermögen, zu leicht; alle schwereren Platten werden je nach der Indikatorstellung als „normal" oder „schwer" ausgeworfen.

Die Wage sortiert nach zwei oder drei Klassen; im ersteren Fall trennt sie diejenigen Platten, welche schwerer als das festgesetzte Grenzgewicht sind, von jenen, welche leichter sind; bei der Sortierung nach drei Klassen scheidet die Maschine die Platten in solche aus, welche das gestattete obere Grenzgewicht überschreiten, dann in jene, welche innerhalb der Toleranz liegen und schließlich in leichte.

Die dreiklassige Maschine vermag Platten zu sortieren, welche im Gewicht von einem Fünffrankstück oder Dollar abwärts bis zu einem englischen $^1/_2$ Sovereign variieren dürfen. Die Schnelligkeit, mit welcher die Maschine arbeitet, hängt natürlich von dem Gewichte der zu sortierenden Platten ab, so können z. B. bei Platten im Gewicht von einer Rupie (11,66 g) i. d. Minute 26 Stück ausgewogen werden.

Die zweiklassige Maschine ist besonders für den Gebrauch in Banken eingerichtet und kann, wenn nötig, auch mit der Hand angetrieben werden; sie vermag i. d. Minute 60 Stück zu sortieren.

Von der *Napier*schen Maschine, welche die Firma *D. Napier & Son*, Acton Vale, London W, anfertigt, steht besonders die dreiklassige Maschine in zahlreichen Münzstätten in Verwendung, so allein über 140 Stück in den indischen Münzen und über 70 Stück in der russischen Münze.

Im Anschlusse an die *Napier*sche Maschine ist nun die *Münzsortiermaschine von Paul Stückrath* in Friedenau-Berlin zu erwähnen, welche der *Napier*schen Maschine sehr ähnlich konstruiert ist. Dieselbe ist mit drei Wagsystemen ausgestattet, sortiert Münzplatten, welche im Gewicht und Größe zwischen einem Zehnmarkstück und einem Zweimarkstück liegen, in drei Klassen und liefert i. d. Minute 60 Stück (20 Stück für die Wage).

Eine von dem Mechaniker *Paul Bunge* in Hamburg im Jahre 1876 neukonstruierte selbsttätige Münzwägemaschine wurde zunächst in den Münzstätten Berlin und Hamburg eingehenden Prüfungen unterzogen, welche günstige Ergebnisse lieferten.

(Schluß folgt.)

[4]) Bulletin de la Société d'Encouragement 1870 p. 179. — *Dinglers* Polyt. Journal 1870, Bd. **197**, S. 195—199.

[5]) *E. Schlösser*, Münztechnik, Hannover 1884.

Ueber einige eisenbahnsignal-technische Neuigkeiten.

Von **L. Kohlfürst.**

(Fortsetzung von S. 59 d. Bd.)

Eine Anordnung, welche den vorbesagten Bedingungen entspricht, ist aus den Werken der Union *Swith and Signal Company* in *Swiss* Vale, Pennsylvania, hervorgegangen und u. a. auf der *Pittsburg and Lake Erie Reilroid* in praktischer Verwendung. Die betreffenden Mastsignale haben die gewöhnliche auf den amerikanischen Vollbahnen gebräuchliche Größe und tragen zwei Flügel übereinander, von denen der obere das Vorsignal, der untere das Ortsignal darstellt. Außer durch ihre gegenseitige Lage sind die beiden Arme für den Tagdienst nur noch dadurch unterschieden, daß jener für das Vorsignal ein abgerundetes und der fürs Ortsignal ein wimpelförmiges Außenende besitzt. Bei Tag gilt der schräg nach abwärts gekehrte Flügel in allen Fällen für *Freie Fahrt*, der wagerecht liegende Flügel bedeutet hiergegen beim Ortsignal *Halt*, beim Vorsignal *Vorsicht*; bei Nacht gilt das nicht abgeblendete gewöhnliche Licht für *Freie Fahrt*, rotabgeblendetes Licht für *Halt* grünabgeblendetes für *Vorsicht*. Der in jedem Signalstellwerk vorhandene Elektromotor, eine kleine Gleichstromdynamomaschine, besorgt für beide Flügel das Heben derselben in die Freilage mit einem Kraftaufwand von $^1/_6$ PS; die Einstellung auf *Halt* bezw. auf *Vorsicht* erfolgt jedoch durch die Wirkung eines an jedem Flügel angebrachten Ausgleichgewichtes vermehrt durch die Schwere des Flügelgestänges.

Die Achse des Motors M überträgt ihre Umdrehungen, wie die Darstellung des Signalstellwerkes (Fig. 2) ersehen läßt, durch Vermittlung eines Zahnradvorgeleges R_1, T_2 auf die Achse des Rades R_2, auf welcher auch zwei gleichgroße Kettenräder sitzen, von denen jedes eine endlose Kette $K\ K$ antreibt. Bei allen Betätigungen von M bleibt seine Bewegungsrichtung und die des Vorgeleges unveränderlich dieselbe, weshalb auch die beiden parallellaufenden endlosen Ketten $K\ K$, von denen die vordere in der Zeichnung sichtbare dem Ortsignal und die andere in der Zeichnung verdeckte dem Vorsignal entspricht, in übereinstimmender Geschwindigkeit und gleichbleibender Richtung angetrieben werden. Den Ketten gegenüber sitzen auf einer im Gestelle gelagerten Achse X die beiden Signalstellhebel P und P_1, von denen jeder durch eine regulierbare Gelenkstange S bezw. S_1 mit seinem zugehörigen Signalflügel des Mastes in Verbindung steht; an jedem derselben ist ein kräftiger Elektromagnet E bezw. e angebracht, dessen Anker die wichtige Aufgabe zufällt die Verbindung zwischen Signalhebel und dem elektrischen Antrieb im richtigen Augenblick herzustellen oder zu lösen.

Bei der in Fig. 2 dargestellten Lage des Signalstellhebels P zeigt der zugehörige Flügel des Ortsignal *Freie Fahrt*, bei jener des Stellhebels P_1 der zugehörige Flügel des Vorsignals *Vorsicht*. Würde nunmehr beispielsweise

das Vorsignal ebenfalls auf *Freie Fahrt* zu bringen sein, so muß zunächst der bisher stromlose Elektromagnet *e* erregt werden, wobei infolge der Ankeranziehung das nasenförmige Ende des Lappens *h* sich in ein Glied der

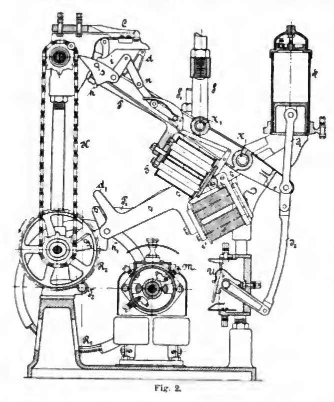


Fig. 2.

gegenüberliegenden endlosen Kette einlegt, während gleichzeitig Strom in den Motor gelangt und die Kette in Lauf setzt. Letztere nimmt nun den Arm P_1 mit hoch, bis ein seitlich vorstehender Stift *s*, des Kupplungslappens *h* von einem am Gestell angebrachten federnden Haken erfaßt und in jener Stellung festgehalten wird, in welcher P_1 dargestellt ist. In dem Augenblick, wo der Signalstellhebel den eben betrachteten höchsten Punkt erreicht, befindet sich der Kupplungslappen bereits außerhalb des Angriffsbereiches der Kette, so daß diese weiter auslaufen kann, ohne auf den hochgehobenen Stellhebel Einfluß zu nehmen. Uebrigens hat zu Ende des Hebelweges ein auf P_1 sitzender Bügel d_1 sich unter den Arm eines Schalters *C* geschoben und hierdurch den Stromweg zum Motor *M* unterbrochen, so daß der letztere nach vollzogener Aufgabe seine Arbeit einstellt. Bei der Bewegung des Signalstellhebels wurde die mit dem kürzeren Arm des Vorsignalflügels verbundene Stange S_1 hochgehoben und sonach der Flügel schräg nach abwärts, d. i. in die Freilage gebracht, in welcher er so lange verbleibt als der Kupplungselektromagnet seine Wirksamkeit ausübt.

Dieser Vorgang ist bei beiden Signalstellhebeln ganz derselbe, sowie auch jener bei der Rückstellung und es kann die letztere somit unter besserer Ausnutzung der Zeichnung hinsichtlich des Ortsignalstellhebels *P* verfolgt werden: Hört nämlich der Strom in *E* auf, so macht der abreißende Anker durch Vermittlung einer Verkettung kleiner Hebel *n* den Lappen *h* aufkippen, so daß der Stift *s* vom Auflageschnäpper abfällt und das Gewicht des frei werdenden Gestänges den Stellhebel *P* niederwärts drückt, bis er die für P_1 dargestellte Lage erreicht, wobei zugleich der Ortsignalflügel wagerecht gestellt wird. Damit das Sinken des Flügelgestänges nicht zu plötzlich und heftig vor sich gehen kann ist der zweite Hebelarm von *P* wie von P_1 durch eine Gelenkstange J_1 mit je einer Luftbremse verbunden, deren Ventil die als Puffer dienende Luft bei der Umstellung von *Frei* (leerer Zylinder *H*) auf *Halt* (voller Zylinder *H*) sofort und ungehindert nachströmen, im umgekehrten Fall jedoch nur langsam entweichen läßt. Schließlich muß noch eines Stromwenders *U* Erwähnung geschehen, welcher vom Stellhebel *P* des Ortsignals mittels der Gelenkstange J_2 derart gesteuert wird, daß die Richtung des durch *U* gehenden Stromes bei jeder Umstellung des Ortsignals umgekehrt wird.

Aus Fig. 3, welche die grundsätzliche Stromlaufanordnung für drei Blockstellen *II*, *III* und *IV* darstellt, ist zunächst ersichtlich, dass zur Weiterführung der Linienströme, welche die Batterien b_1, b_2, b_3 .... liefern, die isolierten Schienenstränge der Blockabschnitte benutzt sind. Da an den vorderen Enden der Blockabschnitte die genannten Batterien und an den rückwärtigen die Relais R_2, R_3, R_4 .... eingeschaltet sind, wird bei jeder Zugeinfahrt durch die Radachsen der Fahrzeuge von Schiene zu Schiene im Gleise ein Kurzschluß erzeugt und sonach dem Relais des betreffenden Blockabschnittes der Linienstrom entzogen, denn während der Grundstellung sind — bei fahrbarer Strecke — die Relaisspulen, wie dies z. B. in Fig. 3 hinsichtlich der Blockstelle *IV* dargestellt erscheint, stets stromdurchflossen und eben nur unter dieser Vorbedingung zeigen, beide Flügel — das Ort- wie das Vorsignal — *Freie Fahrt* an. Die Elektromagnete E_2, E_3, E_4 .... stellen in Fig. 3 die Kupplungselektromagnete (*E* in Fig. 2) der Ortsignale und e_2, e_3, e_4 .... die Kupplungselektromagnete (*e* in Fig. 2) der Vorsignale dar; M_2, M_3, M_4 .... sind die Elektromotoren und C_2, C_3, C_4 .... die Nebenschlußschalter (Kontakt *C* in Fig. 2) der Ortsignale, c_2, c_3, c_4 .... jene der Vorsignale. B_2, B_3, B_4 .... sind die Ortsbatterien, welche an den Blockstellen die beiden Kupplungselektromagnete und den Motor speisen.

Jedes Relais besitzt zwei Anker, nämlich einen ge-

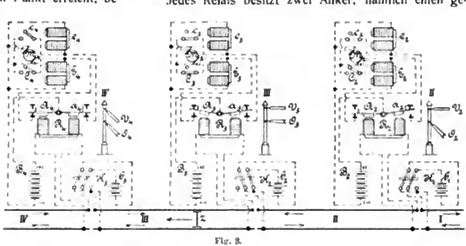


Fig. 3.

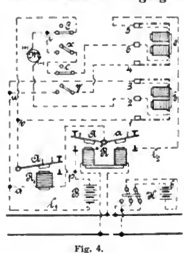
wöhnlichen A_2, A_3, A_4 ...., dessen Arbeitskontakt in der Ortslinie des Kuppelungselektromagneten E_2, E_3, E_4 .... des Ortssignals liegt und einen zweiten, jedoch polarisierten Anker a_2, a_3, a_4 ....., dessen Kontakt die Ortslinie des Vorsignals schließt. Diese letztgedachten Anker reißen bei Unterbrechung des Linienstromes unter allen Umständen ab, werden jedoch beim Schließen des Linienstromes nur dann angezogen, wenn der letztere die normale Richtung besitzt, welche in Fig. 3 in den Blockabschnitten *I*, *III* und *IV* vorhanden gedacht und durch die eingezeichneten schwachen Pfeile angedeutet ist. Diese

Stromrichtung hängt von der jeweiligen Lage des Stromwenders K_1, K_2, K_3 .... ab, der seinerseits, wie weiter oben gesehen wurde, vom Stellhebel des die anstoßende Blockstrecke deckenden Ortsignals gesteuert wird und nur solange dem Linienstrom die normale Richtung erteilt, als dieses Signal auf *Freie Fahrt* steht. Wenn jedoch, wie z. B. in Fig. 3 das am Ende des Blockabschnittes *III* befindliche Ortsignal *Halt* zeigt, dann ist der Linienstrom des anstoßenden Abschnittes *II* durch K_2 (K in Fig. 2) verkehrt gerichtet.

Nach diesen Voraussendungen lässt sich nunmehr der Verlauf der Signalisierung unschwer verfolgen: Sei beispielsweise, wie es Fig. 3 annimmt, ein Zug z in den Blockabschnitt *III* eingefahren, so hat er vor seinem Uebertritt von *II* nach *III* Ort- und Vorsignal des Postens *III* auf *Freie Fahrt*, d. i. in der bei *IV* gekennzeichneten Lage vorfinden müssen. In dem Augenblick, wo das erste Räderpaar des Zuges das Gleis *III* berührte, entstand ein Kurzschluss der Linienbatterie b_3 und das hierdurch stromlos gewordene Relais R_3 liess beide Anker abfallen. Da hierdurch E_3 wie e_3 stromlos wurden, erfolgte die Haltstellung beider Signalflügel und es ergab sich schließlich die bei *III* ersichtlich gemachte Lage. Da aber nach vollzogenem Uebertritt des Zuges aus der Strecke *II* nach *III* der bis dahin im Gleise des Abschnittes *II* bestandene Kurzschluß aufhörte, gelangte von b_2 über K_2 wieder ein Linienstrom in das Relais R_2, welches daher den Anker A_2 anzog. Die Batterie B_2 konnte sonach den Kupplungselektromagneten E_2 und den Motor M_2 wirksam machen, weshalb sich die Freistellung des Ortsignal in *II* vollzog. Hingegen blieb das Vorsignal in *II* unverändert in der Lage für *Vorsicht* stehen, weil der durch K_2 falschgerichtete Linienstrom ein Anziehen des polarisierten Relaisankers a_2 unmöglich machte.

Tritt später der Zug z in den Abschnitt *IV* ein, so stellt er beide Signalflügel des Postens *IV* in vorhin betrachteter Weise auf *Halt* und, im Augenblick, wo z den Abschnitt *III* ganz verlassen hat, das Ortsignal des Postens *III* auf *Freie Fahrt*. Dagegen behält das Vorsignal in *III* die bisherige Lage für *Vorsicht*, weil bei der Haltstellung des Ortsignals in *IV* der das Relais R_3 beherrschende Linienstrom durch K_3 umgekehrt wurde und sonach a_3 nicht angezogen werden konnte. Wohl aber wird durch die zuletzt in Betracht genommene Deckung des in *IV* eingefahrenen Zuges nunmehr das Vorsignal des Postens *II* auf *Freie Fahrt* gebracht, weil bei der Freigabe des Ortsignals in *III* der Stromwender K_2 wieder seine Normallage zurückgewinnt und also auch der wieder normal gerichtete Strom der Batterie b_2 in R_2 die Anziehung des Ankers a_2 bewirkt. So wird fortlaufend jeder Zug beim ersten Blockposten hinter ihm durch Ort- und Vorsignal gedeckt und beim zweiten Blockposten einem Folgezug durch das Vorsignal angekündigt. Nebenbei bemerkt gelten auf der *Pittsburg and Lake Erie Railroad* die beiden wagerecht gestellten Flügel bezw. oben *grünes*, unten rotes Licht, als absolutes Haltesignal, ferner ein wagrechter und ein schräg nach abwärts gekehrter Flügel bezw. oben *grünes*, unten *gewöhnliches* Licht, als Langsamfahrsignal, endlich beide Flügel schräg nach abwärts gekehrt, bezw. zwei gewöhnliche ungefärbte Lichter übereinander, als Freifahrtsignal. Trifft der Maschinenführer an einem Signalposten der offenen Strecke irgend ein Signalbild an, das keinem der drei angeführten entspricht, so hat er dies unter allen Umständen als Warnung aufzufassen.

Wie schon früher angedeutet wurde, gibt Fig. 3 lediglich die *grundsätzliche* Anordnung der Stromläufe wieder, weil die Weitläufigkeit der tatsächlichen Ausführung die Uebersichtlichkeit doch nur beeinträchtigt hätte, während sie für die Darstellung der Signalisierungsabwicklung an sich, soweit sich dieselbe innerhalb mehrerer Blockabschnitte vollzieht, ohne Belang ist. Hinsichtlich der Stromlaufanordnung des einzelnen Signalpostens haben sich jedoch teils zur Sicherung des guten verlässlichen Arbeitens der Gesamtanlage, teils aus wirtschaftlichen Gründen noch verschiedene Weiterungen als geboten herausgestellt, welche in Fig. 4 schematisch ersichtlich gemacht sind. So war fürs erste der Möglichkeit zu begegnen, daß das Ortsignal einer Blockstelle jedesmal überflüssig auf *Halt* gestellt werden könnte und dann erst wieder selbsttätig auf *Freie Fahrt* zurückkehren müßte, wenn beim Uebertritt eines Zuges vom nächsten in den zweitnächsten Blockabschnitt die Freigabe des Ortsignals am zwischenliegenden Blockposten erfolgt. Der Stromwender K (Fig. 2) kann bei diesem weiter oben betrachteten Vorgang die Richtung des Linienstromes nicht so rasch wechseln, als es geboten wäre, um das Abreißen des den Stromkreis des Ortsignals beherrschenden Relaisankers A (Fig. 4) gleichbedeutend mit A_2, A_3, A_4 .... (Fig. 3) sicher zu verhüten. Es wird deshalb die Einrichtung jedes Einzelpostens noch durch Zuschaltung eines Verzögerungsrelais R_1, des sogenannten *„Slow releasing relais“* vermehrt und der in Frage kommende Stromweg über den Anker A_1 (Fig. 4) geführt. Das Verzögerungsrelais R_1 besitzt einen großen Spulenwiderstand und daher, was namentlich angestrebt wird, eine bedeutende Selbstinduktion, so daß nach jeder Unterbrechung des Spulenstromes erst immer eine gewisse Zeit erforderlich ist, bevor der Elektromagnet seinen Magnetismus so weit verliert, um den Anker abreißen zu lassen, eine Zeit, die bei aller Kürze länger ist als die unschädlich zu machende beim Umkehren des Linienstromes entstehende Unterbrechung. Die Spulen des Verzögerungsrelais stehen, sobald im Hauptrelais R Linienstrom vorhanden und A angezogen ist in einem Dauerstrom und jeder Teilstrom der Batterie B, der nach E sowie im Nebenschluß dieses Kupplungselektromagnetes des Ortsignals in den Motor M gelangen soll, muß über den Kontakt des Ankers A_1 seinen Weg nehmen. So lange als A_1 angezogen bleibt, wird sonach eine vorübergehende Linienstromunterbrechung, bezw. ein hierdurch verursachtes momentanes Abreißen des Hauptrelaisankers A keine störende Rückwirkung auf das Stellwerk des Ortsignals ausüben.


Fig. 4.

Eine andere Schwierigkeit bildet die zweckmäßige Stromverteilung, welche sich bei der einfachen Stromlaufanordnung nach Fig. 3 niemals erreichen ließe. Es darf beispielsweise der Kupplungselektromagnet E (Fig. 4) wenn das Ortsignal auf *Freie Fahrt* gestellt werden soll, seine Ankerwirkung nicht wesentlich ändern, gleichgültig ob der Motor arbeitet oder ausgeschaltet ist. Da M aber einen geringeren Widerstand besitzt als E, wird ersterenfalls M den größten Teil des Stromes verbrauchen, während letzterenfalls der Gesamtstrom durch E gelangt. Besonders ungünstig stellt sich natürlich diese Schwankung für E beim Anlaufen des Motors, also gerade in jenem Zeitpunkt, wo auch E für die Kupplung des Signalstellhebels mit der Gliederkette sicher wirksam sein muß. Diesem Uebelstande hätte durch Beigabe von Ausgleichbatterien unschwer begegnet werden können, allein man erachtete es wirtschaftlich günstiger und wohl auch für

verläßlicher die Abhilfe durch veränderliche Spulenwiderstände der Kupplungselektromagnete E und e zu erzielen. Zu dem Ende haben die letzteren zweierlei Wicklungen erhalten und zudem je eine mit großem und eine zweite mit geringem Widerstand, von denen in Fig. 4 die ersteren durch kräftig strichpunktierte Linien, die anderen mit einfach gestrichelten schwachen Linien angedeutet sind.

Eine weitere Abweichung der Einrichtung nach Fig. 4 gegenüber jener nach Fig. 3 besteht darin, daß außer den beiden Ausschaltern C und c, welche von dem Stellhebel des Ortsignals bezw. des Vorsignals beim Hochgehen in die Freilage unterbrochen und beim Niedergehen in die Haltlage geschloßen werden, noch zwei ganz ähnliche federnde Schalter x und y vorhanden sind, die aber lediglich vom Stellhebel des Ortsignals ganz in ähnlicher Weise wie C (durch d in Fig. 2) beeinflußt werden, mit dem Unterschied, daß bei der Haltlage des Ortsignals x wie y geschlossen, während der Freilage dagegen geöffnet sind.

Die Lage der beweglichen Teile, wie dieselbe in Fig. 4 dargestellt erscheint, entspricht jenem Fall, in welchem sowohl das Ort- als das Vorsignal auf *Halt* steht. Gelangt ein Linienstrom in die Spulen des Hauptrelais R, so wird, gleichgültig welche Richtung derselbe besitzt, A angezogen, also über R_1 der Strom geschlossen und folgedessen auch A_1 angezogen. Der Hauptteil des von B gelieferten Stromes findet nunmehr seinen Weg über p, A_1, v, *1*, E (Spule mit großem Widerstand), *3*, u, q, l_1 und im Nebenschluß von v über C, M, *2*, E (Spule mit geringem Widerstand) nach 3. Kraft dieser Ströme kuppelt E die Endlose Kette mit dem Stellhebel und hebt M letzteren in die Lage für *Freie Fahrt*, wobei schließlich C unterbrochen, d. h. M abgeschaltet und dafür x und y geschlossen werden. Bis zu diesem Augenblick, d. h. bevor sich nicht die Freistellung des Ortsignals vollzogen hat, kann niemals eine Freistellung des Vorsignals stattfinden, selbst dann nicht, wenn in R der polarisierte Anker gleichfalls angezogen wäre. Der Freistellungsstrom des Vorsignals verläuft nämlich von B über p, A, a, l_2, *5*, e (Spule mit großem Widerstand), *4*, y, u, q, l, was eben nur möglich ist, wenn bei y keine Unterbrechung besteht. Im Motor Nebenschluß des Vorsignals findet der Strom seinen Weg von *5* aus über e (Spule mit geringem Widerstand), *6*, c, x, i, M, *2*, E (Spule mit geringem Widerstand) nach *3*. Daß dieser Teilstrom, welcher den Motor für die Freistellung des Vorsignals speist, auch über E läuft, ist mit Vorbedacht veranlaßt, weil eben erfahrungsmäßig die Schwächung des Kupplungselektromagnetes des Ortsignals während der Freistellung des Vorsignals vermieden werden soll. Durch die beiden Schalter x und y wird nicht nur die Freilage des Vorsignals von jener des Ortsignals abhängig, sondern auch die Inanspruchnahme des Motors für eine gleichzeitige Freistellung beider Signalflügel unmöglich gemacht. Es war diese letztgedachte Vorkehrung geboten, obwohl, wie aus früheren Betrachtungen hervorging, auf der laufenden Strecke der Fall gar nicht vorkommen kann, daß nach stattgefundener Haltstellung beider Signalflügel auch wieder normalgerichteter Strom in R (Fig. 4) eintreffen und beide Anker gleichzeitig zum Anziehen bringen könnte. Immerhin ist dies aber an Ausweichen oder Abzweigungen möglich und man hat es weder für nötig noch für zweckmässig erachtet, zweierlei Muster zu schaffen, da die besprochene Anordnung eben für alle Fälle entspricht.

Als Ortsbatterie B (Fig. 4) benutzt die *Union Switsh and Signal Company* je 16 grossplattige Aetzkalielemente, welche einzeln 0,7 Volt, zusammen also 11,2 Volt elektromotorische Kraft besitzen. Der normale Betriebsstrom, den die Batterie liefert, während beide Signalflügel auf *Freie Fahrt* stehen, beträgt 0,016 Amp., jener während der Motor eine Freistellung bewirkt, 2 Amp. Wird angenommen, daß täglich 60 Züge verkehren und daß dieselben zum Durchfahren der Blockabschnitte durchschnittlich drei Minuten benötigen, so vermindert sich die Inanspruchnahme der Batterie für die Kupplungselektromagnete um ein Achtel und der Tagesverbrauch stellt sich sonach auf 0,336 Amperestunden. Der Motor hingegen, welcher etwa 7,5 Sekunden zu jeder Freistellung Zeit benötigt, was für 60 Züge 15 Minuten ausmacht, verbraucht mithin eine halbe Amperestunde. Der tägliche Gesamtverbrauch berechnet sich daher mit 0,836 Amperestunden und da die Batterie eine Kapazität von 300 Amperestunden besitzt, so würde sie unter der gestellten Annahme nahezu für ein Jahr auslangen.

(Fortsetzung folgt.)

Fortschritte auf dem Gebiete der Funkentelegraphie.

Von Ingenieur **Otto Nairz**, Charlottenburg.

Funkentelegraphische Stationen auf große Entfernung zu bauen, hat man in Deutschland bis auf die jüngsten Tage hauptsächlich *Marconi* überlassen, dem es indessen trotzdem nicht gelungen ist, den gewünschten transatlantischen Verkehr einzurichten. Neuerdings hat auch die *Gesellschaft für drahtlose Telegraphie* nach ihrem System „Telefunken“ zwei Großstationen ausgeführt, von denen die eine, für die Reichspost in Norddeich an der Nordsee bestimmte, noch unvollendet ist, und die andere für Versuchszwecke bei Nauen (40 km nordwestlich von Berlin) erbaut wurde. Die Ergebnisse, welche mit letzterer bis jetzt erhalten worden sind, sind nicht nur sehr gut, sondern sie ergeben auch Fingerzeige, wie das von *Marconi* erstrebte Ziel zu erreichen ist.

Der Weg, den die genannte Gesellschaft eingeschlagen hat, ist ein von dem *Marconi*s abweichender. Während dieser bei Poldhu vier Holztürme errichtete, zwischen denen ein Drahtsystem in der Form einer auf die Spitze gestellten Pyramide ausgespannt ist, sogenannte Trichterantenne (Fig. 1), benutzt die deutsche Gesellschaft einen 100 m hohen eisernen Turm, der ein Teil des Luftleiters ist, und von welchem ein Drahtnetz ausgespannt ist, das die Gestalt eines Regenschirmgerippes hat. Die Form desselben ist nicht neu, sie dient auch den 1906 **321** S. 757 beschriebenen tragbaren Stationen, an welchen sie sich gerade in dem Maße bewährte, daß man es wagen konnte, mit dem Althergebrachten zu brechen und von den früheren Anordnungen abzugehen. Man hat bisher überhaupt die Antennenformen zu sehr spezialisiert und hielt die Fig. 1 am besten geeignet für Stationen bis zu 1000 km und mehr, die dachförmige Antenne (Fig. 2) für Küsten- und Landstation bis 500 km Reichweite und den Doppelkonus (Fig. 3) mit zusammenlegbarem, schwingendem und vom Boden isoliertem Metallmast als besonders günstig für bewegliche Landstationen. Die Schirmanordnung (Fig. 4) scheint indessen nunmehr allen anderen den Rang abzulaufen, und nur die auf Schiffen bevorzugte T-Antenne (Fig. 5), welche auf denselben wohl auch am bequemsten

errichtet werden kann, macht hiervon eine Ausnahme. In der Tat handelt es sich ja hauptsächlich um die Beantwortung der Frage: soll ein Luftleiter schnell oder langsam strahlen, d. h. stark oder schwach gedämpft sein? Wie schon früher erörtert, ist schwache Dämpfung

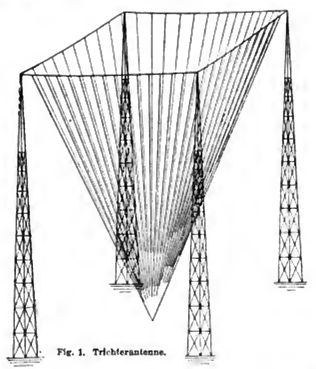


Fig. 1. Trichterantenne.

zweckmässiger. Der Wirkungsgrad einer funkentelegraphischen Station ist nach *Slaby*, wie bei jedem Generator dann am größten, wenn die Innere oder Widerstandsdämpfung gleich der Aeußeren oder Strahlungsdämpfung ist. Die Fernwirkung selbst verlangt eine möglichst geringe Gesamtdämpfung, denn, je kleiner der Widerstand, desto grösser die verfügbare Stromstärke. Dies gilt sicher

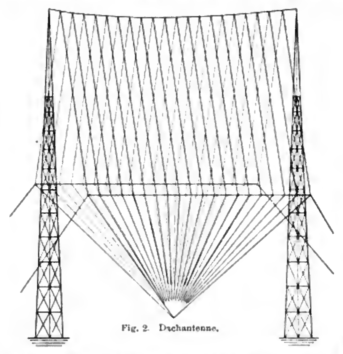


Fig. 2. Dachantenne.

für gedämpfte Schwingungen und wahrscheinlich auch für ungedämpfte. Da man heute die Widerstandsdämpfung schon sehr klein machen kann, d. h. das logarithmische Dekrement

$$\vartheta = \pi W \sqrt{\frac{C}{L}}$$

auf etwa 0,05 herabzudrücken vermag, indem man versilberte Drähte, gutleitende Verbindungen, gering beanspruchte Kondensatoren von bestem Dielektrikum und zweckentsprechende Funkenstrecken, über die sich starke Ströme entladen, verwendet, so geben die schwachstrahlenden Luftgebilde bessere Wirkungen. Gerade bei den Schirmanordnungen ist man durch Wahl des Winkels zwischen Mast und Luftdraht ausgezeichnet in der Lage der Strahlungsdämpfung jenes Maß zu geben, das den besten Erfolg zeitigt. Durch Herabführen der Drähte bis zur Erde gelangt man schließlich zum Extrem, der Schleife, mit welcher seinerzeit *Slaby* auf über 30 km zu telegraphieren vermochte. Da die Funkentelegraphie auf der Induktionswirkung hochfrequenter Wechselströme beruht, deren Stärke eine Funktion des Ortes ist, d. h. die an der Erdungsstelle des Luftleiters ihren Bauch und am freien Ende ihren Knoten haben, deren Stromverteilung also die Fläche eines gewissen Viertels der Sinuslinie bedeckt, kommt bei der Schirmantenne für die Fernwirkung die Differenz der Quadrate dieser Flächen in Betracht, also auch eine verminderte Strahlungsdämpfung im Gegensatz zu den Anordnungen Fig. 1 u. 2, welche sehr stark gedämpft sind. Die Fernwirkung, aber auch die Dämpfung hängen überhaupt vom Formfaktor des Stromes wesentlich ab. Eine in einen einfachen unten geerdeten Draht (sogen. *Marconi*-Sender),

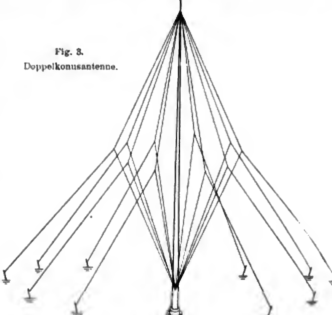


Fig. 3. Doppelkonusantenne.

der bekanntlich in einer Viertelwelle schwingt, eingeschaltete Spule verkleinert den Formfaktor wesentlich: betrug er ohne sie $\frac{2}{\pi}$ [Fläche durch Basis der Sinuslinie, Wert der Stromstärke gegenüber gleichmäßiger (quasistationärer) Verteilung], so nimmt er jetzt wesentlich ab. Mit dem Quadrat des Formfaktors nimmt aber die Induktionswirkung auf den Empfänger und die Dämpfung ab, letztere infolge der größeren Selbstinduktion und des kleineren Formfaktors.

Die Großstation in Nauen, bei welcher in vollendetster Weise alle Fortschritte der letzten Jahre verwertet wurden, ist in der unglaublich kurzen Zeit von zwei Monaten erbaut worden. Sie besitzt einen von der Firma *Hein. Lehmann & Co.*, Reinickendorf-Berlin, in Eisenkonstruktion ausgeführten Turm mit dreieckiger Grundfläche von etwa 4 m Seitenlänge und 100 m Höhe. Die drei kräftigen Seitenstreben, durch Querverbände genügend versteift, verlaufen im allgemeinen parallel zueinander, gehen jedoch etwa 6 m über dem Erdboden nach unten zu in eine Spitze über, welche als Gusstahlkugel ausgebildet ist und auf einer Druckplatte ruht. Die Platte befindet sich auf einer Mikanittafel, diese auf einem Marmorblock und das Ganze auf einem Betonfundament, das den gewaltigen Druck des

Turmes aufnimmt. Da dieser als Teil des Luftleiters dient, mußte er von der Erde, in welcher der Grundwasserspiegel nur 2 m tief liegt, sorgfältig isoliert werden, was in einwandfreier Weise gelungen ist.

Der Turm müßte umfallen, würde er nicht durch drei Verspannungen gehalten, die in 75 m Höhe angreifen und nach drei Verankerungsklötzen aus Backstein führen, die sich in 200 m Entfernung vom Fuß des Turmes befinden auf den übrigens eine bequeme Treppe führt. Die Verspannungen, hergestellt aus starkem Rundeisen und durch entsprechende Gelenke verbunden, sind ebensowohl vom Turm wie auch von der Erde isoliert und zwar durch Oelisolatoren am Turm und präpariertes Holz an den Klötzen. An der Turmspitze führen über zwei Rollenpaare je zwei gegenüberliegende Segmente des Luftleiternetzes, welches insgesamt aus deren sechs besteht, die auf diese Weise ausbalanziert sind und somit auf den Turm selbst keinen Zug ausüben. Jedes Segment enthält neun Bronzelitzen, deren Zahl sich nach untenzu mehrmals gabelt, so daß am Umfang 162 Litzendrähte zur Verfügung stehen, welche segmentweise über Hanfschnüre und hintereinander geschaltete Porzellanisolatoren nach der Erde gespannt sind. Abgesehen vom Turm, führen noch 54 Litzen mit jenem leitend verbunden vom Netz ins Stationshaus. Das gleiche tun die Zuführungen zur Erdungsanlage, welche aus 108 strahlenförmig, etwa 25 cm tief ins Erdreich eingepflügten, sich analog dem Luftnetz in 324 Drähten gabelnden Eisendrähten besteht. Während der Halbmesser des letzteren etwa 200 m ausladet und 60 000 qm beschattet, überdeckt das Erdnetz 126 000 qm bei einer Drahtlänge von rund 50 km.

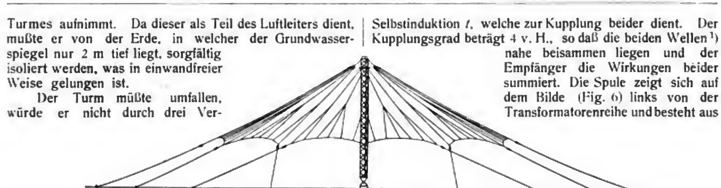


Fig. 4. Schirmantenne.

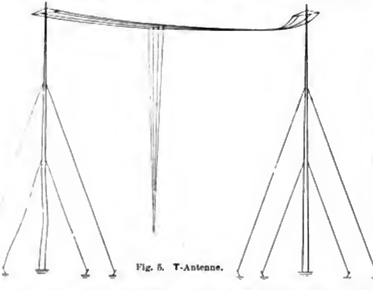


Fig. 5. T-Antenne.

Das Stationshaus, welchem ein Schuppen für die Dampflokomobile von 35 PS angebaut ist, enthält im ersten Stockwerke den Erreger, den Fig. 6 zeigt. Die Verbindung von Luftleiter und Erdung erfolgt über eine zur Verlängerung der Eigenwelle des Senders dienende Spule u (Fig. 7) und die diesem System und dem Erregerkreis gemeinsame Selbstinduktion t, welche zur Kupplung beider dient. Der Kupplungsgrad beträgt 4 v. H., so daß die beiden Wellen[1]) nahe beisammen liegen und der Empfänger die Wirkungen beider summiert. Die Spule zeigt sich auf dem Bilde (Fig. 6) links von der Transformatorenreihe und besteht aus mehreren Windungen starken versilberten Kupferrohres, welches an Isolatoren aufgehängt ist. Konzentrisch hierzu, jedoch ohne direkte Verbindung damit, läuft noch eine Windung, die zu einem *Dönitz*schen Wellenmesser führt, den auf dem Bilde gerade ein Ingenieur bedient. Ueber der Spule befindet sich die ringförmige Funkenstrecke c (Fig. 7), die trotz des bis zu 3 cm langen Funkens, in welchem eine Anfangsstromstärke von fast einer halben Million Ampere fließt, keiner künstlichen Kühlung bedarf. Der Schall desselben ist weithin hörbar und die Wirkung seiner ultravioletten Strahlen den Augen sehr unangenehm. Der Kreis wird geschlossen durch 360 grosse Leydenerflaschen s, die so angeordnet sind, daß je 120 Flaschen parallel und zu drei Gruppen hintereinander geschaltet sind, so daß die wirksame Kapazität 400 000 cm oder 0,06 Mikrofarad beträgt. Die Ladung dieser Kondensatoren erfolgt durch vier Transformatoren, deren Primärwicklungen p ebenso wie zwei Drosselspulen y vom Strom einer, von der Lokomobile angetriebenen, Wechselstromdynamo in Reihe durchflossen werden. k und l stellen die Wechselstrom- bezw. Erregermaschine vor und m und n Widerstände zur Regulierung. Die sekundären Wicklungen q liegen parallel am Kondensator. Die Transformatoren sind in Resonanz mit demselben bei 50 Perioden des primären Wechselstromes.

Interessant ist die Art und Weise wie die Morsezeichen gegeben werden. Es ist von vornherein klar, daß sich 35 PS nicht durch einfache Taster aus- und einschalten lassen. Es wurde deshalb ein Tasterrelais o konstruiert, ein Elektromagnet, der durch Schwachstrom bewegt wird und zwischen (durch einen Ventilator gekühlten) Kohlekontakten den Wechselstrom, wenn gegeben werden soll, den



Fig. 6. Erregersystem der Station Nauen.

[1]) Siehe D. p. J. 1906 **321**, S. 414 u. f.

Transformatoren zuführt und während der Pausen auf die Drosselspulen allein arbeiten läßt. Es ist dadurch erreicht, daß die Stromstärke konstant bleibt und sich nur der Leistungsfaktor ändert. Es gelang auf diese Weise, die Telegraphiergeschwindigkeit auf 30 Worte und mehr in der Sekunde zu bringen.

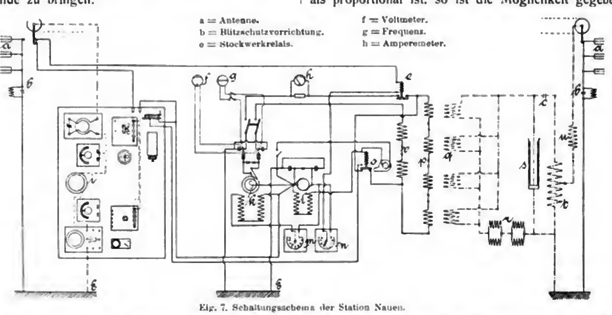
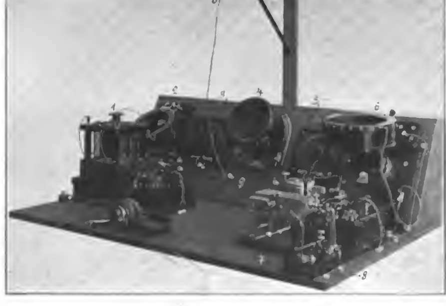


Fig. 7. Schaltungsschema der Station Nauen.

Mittels eines einfachen Hebelumschalters kann innerhalb weniger Sekunden der Sendebetrieb auf den Empfang umgeschaltet werden, indem der Sender- oder Empfangskreis an die Antenne gelegt und beim Empfangen der Sender blockiert wird. Fig. 8 zeigt die als Pulttisch ausgebildeten Empfangsanordnung. Die ganze Schaltung ermöglicht ein getrenntes und gleichzeitiges Empfangen auf Hörer bezw. Schreiber. Durch Wellenmesser sowie Stationsprüfer ist der Telegraphist, der mit einem Heizer zusammen das ganze Bedienungspersonal ausmacht, imstande, jederzeit vollste Betriebssicherheit zu gewährleisten. Gegen atmosphärische Entladungen ist die Station in augenscheinlich wirksamer Weise durch eine Blitzschutzvorrichtung *b* gesichert, denn zwei kräftige Blitzschläge konnten ihr ebenso wenig etwas anhaben, wie ein heftiger Sturm im letzten Sommer. Was die Reichweite betrifft, so konnte der Dampfer „Bremen" des *Norddeutschen Lloyd* noch auf 2500 km bei nur $^{3}/_{4}$ der vollen Senderenergie gut empfangen, obgleich 1000 km Land dazwischen lagen, was bekanntlich die Reichweite stark zu verringern pflegt. Auch in St. Petersburg, das 1350 km von Nauen über Land entfernt ist, kann noch mit dem Schreiber empfangen werden. Ferner werden täglich die Depeschen mitgelesen, welche *Marconi* von Poldhu aus den Schiffen nachsendet, ein Beweis, daß er auch in Hinsicht Geheimhaltung der Telegramme der *Gesellschaft für drahtlose Telegraphie* nicht überlegen ist.



1. Parallelkondensator zur elektrolytischen Zelle (rechts davon eingebaut) um deren hohen Widerstand unschädlich zu machen. Davor das Telephon.
2. Hörtransformator.
3. Reihenschlußkondensator und
5. Erdkondensator . . . . } zur Verringerung
4. Abstimmspule . . . . zur Vergrößerung } der Empfänger-Wellenlänge.
6. Schreibtransformator. 7. Morseapparat. 8. Taster. 9. Relais.

Fig. 8. Empfangstisch der Station Nauen

Da es sehr wohl möglich ist noch höhere Türme dieser Art zu bauen und die Fernwirkung der Höhe mehr als proportional ist, so ist die Möglichkeit gegeben, den Ozean vollständig zu überbrücken. Man wird dann auch in der Lage sein, Stationen, die sich eventuell weigern, Depeschen von fremden Systemen anzunehmen, moralisch dazu zwingen zu können, indem man, während sie geben, mit der gleichen Wellenlänge dazwischen telegraphiert und dadurch einen korrekten Empfang dritter unmöglich macht. Uebrigens ist nach den Beschlüssen der „Internationalen Konferenz für Funkentelegraphie", die im Oktober in Berlin tagte, ein derartiges Zwangsmittel überflüssig geworden. England wie Italien, die zwar an *Marconi* gebunden sind, haben die Freiheit der Funkentelegraphie im Prinzip angenommen und wollen, falls sich *Marconi* noch immer nicht von seinem Monopol trennen kann, eigene Küstenstationen errichten. Es ist dadurch der Aether praktisch frei erklärt worden, was auch einzig in unsere Zeit paßt und nicht mehr als billig ist, da der ganze Wert der Funkentelegraphie sonst in mancher Hinsicht fraglich wird, wenn einem gefährdeten Schiff nur deshalb keine Hilfe geleistet werden soll, weil es mit einem fremden System ausgerüstet ist. Nicht in der Art der elektromagnetischen Wellen ergibt sich ein Unterschied, sondern ausschließlich in der Länge derselben; letztere richtig zu beherrschen gehört aber zum Handwerk des Funkentelegraphentechnikers.

Zeitschriftenschau.

Eisenbeton.

Eisenbeton-Fachwerkträger. (*Zipkes.*) Der Fachwerkträger entsteht aus dem einfachen Betonbalken durch Weglassung solcher Betonmassen, welche statisch wenig wirksam sind, während die übrig bleibenden Betonteile, falls erforderlich durch besondere Eiseneinlagen verstärkt werden. Der wirtschaftliche Vorteil dieser Anordnung ist eine mit Ersparnis an Beton verbundene große Verminderung des Eigengewichtes.

In Anlehnung an die Eisenkonstruktionen ist u. a. von *Visintini* ein Fachwerkbalken mit parallelen Gurten und Wandgliedern im Dreiecksverband konstruiert worden (B. u. E. 1906, S. 200—202). *Zipkes* empfiehlt das Pfostenfachwerk ohne Diagonalen mit dem Viereckssystem. An einem Beispiel wird die angenäherte Berechnung und die Konstruktion erläutert, während sich der Verfasser die Veröffentlichung einer genauen Berechnung vorbehält.

Die beschriebene Brücke ist in Freudenstadt im Schwarzwald ausgeführt. Dieselbe besteht aus zwei Hauptbalken mit dazwischen liegender Fahrbahn, deren Belastung durch Platten und Querträger an erstere übertragen wird. —

Die Hauptbalken haben eine Lichtweite von 16,9 m und eine Höhe von 2,6 m. Durch Pfosten (vertikale) wird jeder Balken in 13 Oeffnungen zerlegt, während die Balkenenden (Auflager) auf eine Länge von 2,6 m massiv (ohne Durchbrechung) ausgeführt sind, weil hier die Scheerkräfte und die schiefen Hauptspannungen besonders groß sind. Die Oeffnungen zwischen den Gurten und den Pfosten haben eine an den Ecken abgeschrägte rechteckige Form von rund 1 m Breite und 1,6 m Höhe. Der Obergurt hat 60/35 cm Querschnitt mit 9 Rundeisen Durchm. 24 und 3 Rundeisen Durchm. 18 mm im Bruchquerschnitt.

Der Untergurt hat 50/35 cm Querschnitt mit 8 Rundeisen von 28 mm Durchm. und 4 Rundeisen von 32 mm Durchm.

Die Pfosten sind bei 35 cm Breite nach den Auflagern hin auf 25—35 cm verstärkt und enthalten 3—4 Reihen Einlagen von je 8 Rundeisen geringeren Durchmessers.

Im Balkenende sind die Eiseneinlagen der Zugzone unter einem Winkel von 45° in die Höhe gezogen, außerdem sind senkrechte Rundeisen vorhanden, durch die den Schubkräften und schiefen Hauptzugspannungen begegnet werden soll.

Die Uebergänge der Pfosten in die Gurten sind konsolartig verstärkt und noch besonders mit Rücksicht auf Einspannungsmomente armiert. Die Eisen der Druckzone sind zur Sicherung gegen Ausknicken umschnürt, ebenso haben die Eisen der Pfosten Querverbindungen erhalten.

Die Fahrbahn, welche für Fußgänger und Lastverkehr ausgebildet ist, wird durch eine Eisenbetonplatte von 14 cm Stärke, die am Uebergang in die Querträger auf 25 cm verstärkt ist, getragen. Die Eiseneinlagen sind 10 Rundeisen von 12 mm Durchm. für 1 m Breite. Die Querträger haben eine Länge von 5 m (zwischen den Hauptbalken gemessen). Ihre Höhe ist 50 cm, ihre Breite rund 25 cm, ihre Entfernung von Mitte zu Mitte 1,35 m.

Die Querträger bilden mit der Platte ein System von Plattenbalken, welches an den Pfosten der Hauptbalken in diese eingespannt ist. Ihre Armierung besteht aus 6 Rundeisen von 25 mm Durchmesser; dieselben sind am Auflager teilweise in die Höhe und in die Pfosten abgebogen. Diese Anordnung und eine konsolartige Verstärkung sichert die Einspannung. Außerdem sind zur Aufnahme der Schubkräfte zahlreiche Bügel eingelegt.

Die Hauptbalken können für die Berechnung wie die verdübelten Balken im Holzbau aufgefaßt werden.

Die Gurtquerschnitte im vertikalen Balkenschnitt bilden einen für Biegung gemeinsamen Querschnitt. Die Pfosten, welche die Dübel vertreten, haben die Schubkräfte aufzunehmen. Auf dieser Grundlage ist die Berechnung durchgeführt. Als Belastung ist angenommen ein Menschengedränge von 350 kg/qm und ein Wagen von 12 t mit 3,5 t größtem Raddruck.

Die maßgebende Probebelastung ist sowohl bei ruhiger wie schneller Fahrt mit Stoßwirkungen ausgeführt.

Die Fahrbahnoberkante liegt 1,45 m unter der Oberkante des Obergurtes, so daß der freie Ausblick nicht behindert wird. 23 Abb., 1 Tafel. (Beton u. Eisen 1906, S. 244—247 und 282—284.) Dr. Ing. *P. Weiske.*

Eisenbeton-Dünenverkleidung. (*de Muralt.*) Durch die Sturmflut am 12. März 1906 wurden die Dünen auf der holländischen Insel Schouven derartig zerstört, daß ein sofortiges Eingreifen nötig war. Das ältere Verfahren bestand in einer Verkleidung mit fetter Tonerde, Strohbestickung und Ziegellage als Unterlage für eine Basaltböschung. Derartige Böschungen kosten an 20 M. f. d. qm. Statt dessen wurde nach den Plänen des Zivilingenieurs *de Muralt* in Zierikzee in Holland folgende, demselben gesetzlich geschützte Dünenverkleidung in Eisenbeton ausgeführt, welche nur den dritten Teil kostete. Zuerst wurde das Sandprofil mit einer Neigung 1:3 hergestellt. Dann folgte die Strohbestickung des Profiles, während die teure Tonverkleidung wegfällt. Dann wird eine treppenförmige Betonplatte mit Streckmetalleinlage in der Weise aufbetonniert, daß die Platte durch einstweilen offene Gräben in einzelne Streifen zerlegt wird. Diese Gräben werden nach Erhärtung der Platte bis über diese ausgestampft, so daß wangenartige Balken entstehen. In dieselben sind Rundeisen eingelegt. Auf diese Weise erhalten die Platten Rahmen, die eine gewisse Beweglichkeit der Platte zulassen. Durch die Ausführung der Platte in einzelnen Streifen und durch die Teilung des Bodens in einzelne Erdblöcke wird die ganze Konstruktion gegen die zerstörende Wirkung des Frostes geschützt und die Monolität des Bauwerkes gesichert. Eine absolute Trennung des Rahmens von der Platte ist das Hauptprinzip des Systems.

Die Treppenform der Platte befördert den Sandanwachs und bricht den Wellenstoß. Mit dieser Dünenverkleidung kann auch eine Dünenerhöhung durch Anordnung einer schmalen Eisenbetonmauer auf der Dünenkrone leicht verbunden werden. Dieselbe besteht ebenfalls zur Vermeidung von Rissen aus einzelnen Abteilungen. —

Eine Verankerung der Platte mit dem Boden durch besondere Pfähle ist nicht erforderlich.

Die beschriebene Bauweise hat sich gut bewährt. 9 Abb. (Beton u. Eisen 1906, S. 272—274.) Dr. Ing. *P. Weiske.*

Eisenbeton-Gewölbe- und Schornsteinberechnung. (*Landmann.*) Die Berechnung von Eisenbeton-Querschnitten, welche durch eine exzentrisch wirkende Normalkraft beansprucht werden, ist bei Anwendung der amtlichen Bestimmungen zeitraubend, weil die Festlegung der Nullinie bei gegebenen Abmessungen von Beton und Eisen eine Gleichung 3. Grades bedingt. Es ist daher vorteilhaft, noch irgend eine Annahme über die Größe der Kantenpressung, die Breite der Druckzone, das Verhältnis des Eisenquerschnittes zum gedrückten Querschnitt u. dergl. im gegebenen Betonquerschnitt zu machen, so daß man nur quadratische oder lineare Beziehungen zwischen den Bekannten und Unbekannten erhält. Dies Verfahren ist bereits von anderen Autoren angewendet. *Landmann* gibt noch drei Verfahren an, welche sich durch verschiedene Wahl der Unbekannten unterscheiden und zeigt an mehreren Zahlenbeispielen ihre Einfachheit und die Uebereinstimmung der Ergebnisse.

Außerdem gibt *Landmann* noch ein viertes Verfahren an, welches sich auf die bekannte *Lang*'sche Kernformel:

$$\sigma''' = \sigma_0 \left[\left(1 + \frac{e}{k}\right) - \left(1 - \frac{e}{k}\right)\left(\frac{c-k}{c-k}\right)^2 \right]$$

stützt (siehe *Lang*, Schornsteinbau), und welches von *Landmann* auch auf die Ermittelung der Spannungen von Eisenbeton-Schornsteinen angewendet ist. Dies Verfahren wird nochmals erläutert und eine Tabelle zur Berechnung von Hilfswerten angegeben. Mit Hülfe dieser Tabellen lassen sich sehr schnell Schornstein- und runde Pfeilerquerschnitte berechnen, wie an zwei Zahlenbeispieten gezeigt wird. 3 Abb. (Beton u. Eisen 1906, S. 257—59 und 285—86.) Dr. Ing. *P. Weiske.*

Eisenhüttenwesen.

Die Herstellung von Roheisen im elektrischen Ofen. Es sind die in Sault St. Marie zu Ontario im Auftrage der Kanadischen Regierung ausgeführten Versuche beschrieben. Der Ofen bestand in der Hauptsache aus einem aus starkem Eisenblech gefertigten Zylinder von 1200 mm Durchmesser, dessen Boden eine an das Eisenblech angeschraubte gußeiserne Platte bildete. Um Schließen der magnetischen Kraftlinien im Zylinder zu verhindern, war derselbe senkrecht durch eine starke 254 mm breite Kupferplatte unterbrochen. Die inneren Wände des Ofens, der die Form eines doppelten an den weiteren Enden zusammenstoßenden Kegels hatte, waren mit feuerfesten Steinen ausgekleidet, während der eigentliche Ofen aus eingestampfter Kohle bestand. Durchmesser des Bodens 610 mm, Höhe des unteren Kegels 279 mm, Höhe des oberen Kegels 838 mm, Durchmesser in der Mitte 813 mm, Durchmesser am oberen Ende des Ofens 762 mm. Die Elektroden hatten quadratischen Querschnit von 406 × 406 mm und 1,8 m Länge. Die elektrische Energie lieferte ein Dreiphasengenerator. Der Strom wurde einem mit Oel gekühlten Umformer für 225 KW mit 2200 Volt Spannung zugeführt, der ihn mit 50 Volt abgab. Für die Versuche wurden Magnetite, Titaneisenerze und geröstete Pyrohotite benutzt. Sämtliches Rohmaterial, d. h. Erz, Zuschlag und Kohle wurden im Steinbrecher zu Stücken von Nußgröße zerkleinert und dann gehörig gemischt. Die Zusammensetzung der Rohstoffe sowie der Versuchsergebnisse ist tabellarisch zusammengestellt. Die meisten Chargen wurden mit Holzkohle durchgeführt. Der Verbrauch an Elektroden stellte sich insgesamt auf 174 kg bei einer Produktion ;von 19374 kg Roheisen. Die Versuche haben ergeben, daß unter normalen Verhältnissen etwa 11,5 t bei 1000 elektrischen PS-Tagen erzeugt werden können.

Bei einer Erzeugung von 43200 t im Jahre stellen sich die Produktionskosten für die Tonne nach *Heroult* wie folgt zusammen.

Erz (55 v. H. Eisen) 6,3 M. für die Tonne	11,34 M.
Holzkohle 25,2 M. für die Tonne ½ t . .	12,60 „
Elektrische Energie, Amortisation usw. .	10,21 „
Arbeitslohn	4,20 „
Kalkstein	0,84 „
8,17 kg Elektrode 18,5 Pfg für das kg .	1,51 „
div. Ausgaben	4,20 „
Gesamterzeugungskosten für die Tonne .	44,90 M.

1 Fig. (Stahl und Eisen 1906, S. 1369—1373.) *St.*

Die Hüttenwerke der Priv. Oesterreich-Ungarischen Staatseisenbahngesellschaft in Resicza und Anina (Ungarn). Die in Südungarn gelegenen Werke umfassen Kohlen- und Eisensteingruben, Hochöfen, Stahl-, Puddel- und Walzwerke, sowie Stahl- und Eisengießerei nebst mechanischen Werkstätten. Die Anlagen gehören zu einer Domäne, aus deren Waldbesitz jährlich etwa 500000 Raummeter Holz gewonnen werden, wovon 50 v. H. in Holzkohle verwandelt wird. Es ist eine Retortenverkohlungsanlage zur Verarbeitung von 120000 Raummetern Holz im Bau. Die Steinkohlengruben der Gesellschaft fördern jährlich etwa 400000 t Kohlen, welche größtenteils in den eigenen Hüttenwerksbetrieben, der Gesellschaft verwendet werden. Der Aschengehalt der Kohlen geht von 6,60—11,15 v. H., der Schwefelgehalt von 0,53—1,03 v. H. Die Kohlen werden in 144 Koksöfen verkokst. Die Koksöfen sollen in solche mit Nebenproduktengewinnung umgebaut werden, nach vollendetem Umbau sollen an Koks 110000 t erzeugt werden.

Die Eisensteingruben fördern im Jahre etwa 200000 t Eisensteine und etwa 10000 t Manganerze; die Eisenerze werden mit Schmalspurbahn direkt zu den Hochöfen befördert.

Für die Erzeugung elektrischer Energie sind bedeutende Zentralen vorhanden, welche teils durch Turbinen, teils durch mit Hochofengas betriebenen Mt-Gasmaschinen betrieben werden. Die drei vorhandenen Turbinen haben je 2500 PS, die zwei im Bau befindlichen Gasmaschinen je 1500 PS. Zur Stahlerzeugung sind vorhanden in Resicza drei Konverter von je 10 t, ein *Martin*-Werk mit drei basischen Oefen von je 14 t, die durch größere von je 20 t ersetzt werden sollen, und ein Tigelschmelzofen; in Anina sieben Doppelpuddelöfen, ein einfacher Puddelofen mit zwei Luppenhämmern und einer dreigerüstigen Luppenstrecke.

Die Stahlformgießerei hat drei 10 t-*Martin*-Oefen, zwei basische und einen sauren; es können Stücke bis zu 50 t gegossen werden. Das Walzwerk in Resicza wird nach dem Umbau folgende Straßen umfassen. Zwei elektrisch angetriebene Reversierstraßen mit 10000 PS, die eine mit Blockstraße und viergerüstiger Trägerstraße, die zweite mit Grobblechstraße und Universalstraße auf je einer Seite des Motors. Ferner sind vorhanden eine Trioblechstraße zum Auswalzen leichterer Bleche, ein Feinblechwalzwerk und ein Radreifenwalzwerk. Zur Erwärmung der Blocke und Brammen dienen geheizte und ungeheizte Tiefòfen.

Die Durchschnittsjahresproduktion der Rasiczaer und Aninaer Eisenwerke beträgt:

Roheisen	120000 t
Bessemerstahl . .	20000 „
Flüssiger *Martin*-Stahl	100000 „
Puddeleisen	15000 „
Stahlgußwaren . . .	8000 „
Eisengußwaren . . .	15000 „
Walzwaren	100000 „

Die mechanische Werkstätte, Schmiedewerkstätte, Maschinenfabrik und die Brückenbauanstalt sind ebenfalls bedeutend. 3 Fig. (Stahl u. Eisen 1906, S. 1363—1369.) *St.*

Neuere amerikanische Walzwerke. Verfasser beschreibt ein kontinuierliches Morganwalzwerk der *Carnegie-Gesellschaft* für Knüppel mittleren und schwächeren Querschnitts und für Platinen, bestehend aus fünf Straßen, welche alle ihre eigene Antriebsmaschine haben. Auf der Blockstraße werden die Blöcke von 2500 — 3000 kg auf 200—220 mm Quadrat vorgewalzt. Die hinter der Straße stehende Schere teilt den Block für verschiedene Halbfabrikate in drei Stücke (1—3). Hinter der Blockstraße liegt eine Triostraße von 650—700 mm Walzendurchmesser. Auf ihr wird die ganze Produktion der Blockstraße 80—100 t i. d. Stunde vorgewalzt: Stück 1 auf 100 mm Durchm., Stück 2 auf 38 mm Durchm., Stück 3 zu 175—200er Platinen, und zwar zwei Blöcke gleichzeitig. Die Straßen drei und vier haben beide je drei Duogerüste mit 650 mm Walzendurchmesser. Die kontinuierliche Straße fünf ist eine mehrgerüstige Morganstraße, welche das vorgeblockte Material in fünf bis sechs Stichen zu schwachen Knüppeln auswalzt. (Stahl und Eisen 1906, S. 1378—1380.) *St.*

Flusseisendarstellung nach dem Talbotverfahren. Die Talbotanlage der *Cargo Fleet Works Middelsbrough* besitzt drei kippbare Oefen von je 175 t mit 11,5 m Herdlänge, 4,5 m Herdbreite, 1,2 m größte Herdtiefe. Auf der Einsetzseite sind zwei elektrische Laufkrane von je 40 t angeordnet, die Gießhalle bestreichen zwei 75 t-Krane. Erze und Kalk werden von einer *Wellmann*-Einsetzmaschine chargiert. Das flüssige Roheisen wird einem mit Koksofengas geheizten convertorähnlichen Mischer von 180 t Inhalt entnommen, und den Oefen durch eine 25 t-Pfanne zugeführt, abgestochen wird alle 6 Stunden in 50 t-Pfannen. Das Gas für die drei Oefen wird in zehn *Talbot*-Generatoren erzeugt, von denen jeder i. d. Stunde eine

Tonne Kohle vergasen soll. Der erste Ofen erzeugte wöchentlich 1000 t.

Die *Talbot*-Anlage der *Jones & Laughlin Steel Co.*, Pittsburg mit fünf Kippöfen von je 200 t Einsatz und einem Roheisenmischer von 250 t Fassung arbeitet im allgemeinen ähnlich wie die vorbeschriebene. Das Ofengebäude ist 180 m lang und 30 m breit. Die Chargierbühne wird von drei *Morgan*-Einsetzmaschinen bestrichen, die Oefen sind mit Naturgas geheizt, jeder Ofen hat eine Blechesse von 2,1 m Durchmesser und 55 m Höhe. Die Gießlaufkrane haben 75 t Tragfähigkeit. Der Brennstoffverbrauch beträgt 30—35 kg auf 100 kg erzeugter Stahl, der Erzzuschlag beträgt 20—25 v. H. (Stahl und Eisen 1906, S. 1401—1303.) *St.*

Hebezeuge.

Hebezeugbremsen. (*F. Jordan.*) Der Verfasser stellt folgende Bedingungen auf, die die Bremsen bei modernen Hebezeugen erfüllen sollen:

Die Bremse muß unter allen Umständen betriebssicher sein, darf sich, einmal angezogen, nicht selbsttätig lösen, darf keine gefährliche Geschwindigkeit zulassen, muß stoßfrei wirken, nach beiden Umlaufrichtungen die Last auf kurzem Wege zum Stillstand bringen und dabei in ihrer Wirkung möglichst gleichmäßig und unabhängig von der Geschwindigkeit sein, muß in gewissen Grenzen regelbar sein, soll schnell und leicht an und abgestellt werden können, in Anlage und Betrieb tunlichst billig und in ihrem Bau einfach und in ihrer Wirkungsweise so leicht verständlich sein, daß jeder Laie sie sofort handhaben kann.

Der Verfasser untersucht nun, wie weit die verschiedenen Bremssysteme diesen Bedingungen gerecht werden und kommt zu folgenden Urteilen: Das selbsthemmende Triebwerk erfüllt als Bremse die größte Anzahl der Bedingungen ganz oder befriedigend, dagegen die Forderung nach Wirtschaftlichkeit so wenig, daß es als unsachgemäß bezeichnet werden muß. Die Handbremse (Backen-, einfache, Differential-Bandbremse, Sperradbremse) besitzt zum Teil sehr schätzenswerte Eigenschaften, aber ihre Leistung ist völlig unzureichend. Als selbstständige Bremse kann sie daher für angestrengte Betriebe und für Winden mit Fernsteuerung keine Verwendung finden. Die Magnetbremse kann wegen der ungenügenden, ja praktisch unmöglichen Regelbarkeit nicht als selbstständige Bremse angesehen werden. Sie findet sich daher nur in Verbindung mit Bremsen, welche die Aufgabe des Lastsenkens erfüllen, aber nicht den Anforderungen an schnelles Abbremsen oder sicheres Halten der Last genügen. Für diese Zwecke allein sind aber die Anlagekosten, der Arbeitsverbrauch und andere Nachteile des Magneten unverhältnismäßig hoch. (Fortsetzung folgt.) 4 Fig. (Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure 1906, S. 2011 bis 2017.) *Ds.*

Maschinenteile.

Hochdruckdampfrohrleitungen. (*Uthemann.*) Die mit Einführung der höheren Dampfspannungen in der Marine häufiger und gefährlicher werdenden Rohrbrüche veranlaßten eine gründliche Durchbildung und Beaufsichtigung der Rohrleitungsanlagen und ihrer Einzelheiten, da die Einführung der Rohrbruchventile die Gefahr nur einschränken kann. Bis vor wenigen Jahren waren an Bord alle Rohrleitungen aus Kupfer, die Zwischenstücke aus Bronze hergestellt, wobei man mit den Beanspruchungen durch den Dampfdruck bis 200 $^{kg}/_{qcm}$ geht. Da nämlich Dampfspannungen bis 15 at und keine Ueberhitzungstemperaturen vorhanden sind, kann bei einer Temperatur von 200° C mit einer Bruchfestigkeit von 1500 $^{kg}/_{qcm}$ bei 30 v. H. Dehnung und einer Streckgrenze bei 560 $^{kg}/_{qcm}$ gerechnet werden. Die Beanspruchung durch den Dampfdruck ist daher nicht die Ursache der Rohrbrüche, wie auch in den letzten 5 Jahren unter 95 Rohrbrüchen in der deutschen Marine nur 5 Längsrisse vorkamen, von denen 3 auf Blasen und schiefrige Stellen zurückzuführen waren. Die Querrisse lagen meist in unmittelbarer Nähe der aufgelöteten Flanschen und sind durch übermäßige Biegungsbeanspruchungen infolge der Längenänderung der Rohrleitung beim Erwärmen und Erkalten verursacht. Federbogen sind zur Ausgleichung solcher Längenänderungen bis zu 50 mm l. Durchm. unbedenklich, bis zu 80 mm l. Durchm. sollten sie nur bei genügender Pfeilhöhe, für größere Durchmesser jedoch überhaupt nicht verwendet werden. Da die Dampfschläuche noch nicht sicher erprobt sind, ist man auf Schub- und Gelenkstopfbüchsen angewiesen. Bei Schubstopfbüchsen verwendete Weichpackungen (Asbest) verlieren bald ihre Elastizität, halten alsdann entweder nicht mehr dicht, oder bringen die Rohrleitung durch Festklemmen der Stopfbüchse in Gefahr. Metallpackungen haben sich im Allgemeinen nicht bewährt. Versuche mit selbstdichtenden Kupferringen zeigten die Stopfbüchse nach 18 Monaten noch gut dicht. Die für seitliche Abzweigungen zweckmäßigen Gelenkstopfbüchsen bleiben auch mit Asbestpackung dicht und beweglich. In neuerer Zeit werden die billigeren und leichteren nahtlosen Flußeisenrohre in größerem Umfang eingeführt. Bei Verwendung von Stahlguß für die Zwischenstücke ist man infolge von Fehlgüssen, Porosität usw. vielfach auf Schwierigkeiten gestoßen. Zur Verbindung der Rohrstücke dienen in der Marine bei Kupferrohren bronzene Bord- und Fingerflansche, welche aufgelötet werden. Versuche mit verschiedenen Flanschen, bei welchen das Rohr in seiner Verbindung mit dem Flansch mittels eines Exzenters einer stets wechselnden Biegungsbeanspruchung unterworfen wurde, ergaben folgendes: Das Rohr mit Bordflansche zeigte nach 8 Stunden einen Querriß in der Nähe des Flansches, die Fingerflansche brach nach 12½ Stunden an der Lötstelle, das aufgewalzte Rohr dagegen war nach 65½ Stunden noch völlig unverletzt und dicht. Die zweckmäßigste Befestigung und Dichtung erfolgt daher mit der Rohrwalze. Für schmiedeeiserne Rohrleitungen sind Flanschen aus Stahlguß oder besser solche aus Flußeisen gepreßt im Gebrauch. Zur Abdichtung werden die Flanschen seit einigen Jahren vielfach mit bestem Erfolge dampfdicht geschabt oder geschliffen und mit einem dünnen Hauch Mangankitt versehen ohne Zwischenlage zusammengeschraubt. Das Schaben von Hand ist sehr teuer und zeitraubend, bei Verwendung einer Schleifmaschine dagegen wird die metallische Flanschdichtung die beste und billigste. Der Hauptbestandteil dieser Maschine ist der fliegende Werkzeughalter einer Kopfbank, der eine durch Elektromotor betriebene Schmirgelscheibe trägt. 11 Fig. (Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure 1906, S. 1896—99.) *Z.*

Physik.

Das elektrochemische Aequivalent (a) **des Silbers.** (*G. van Dijk Guthe*). Auf Grund sorgfältiger und umfangreicher Untersuchungen gibt Verfasser für den wahrscheinlichsten Wert des wahren elektrochemischen Aequivalents $a = 0{,}011180\ (C.G.S) \pm 4 . 10^{-7}$, der mit den Ergebnissen früherer Untersuchungen zusammengestellt wird.

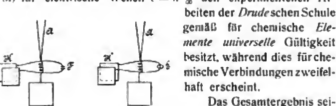
Mascart (1884) . . . . a =	0,011156	C. G. S.
F. und *W. Kohlrausch* (1884) . . „	0,011183	„
Rayleigh und *Sidgwick* (1884) . . „	0,011179	„
Pellat und *Potier* (1890) . . . . „	0,011192	„
Kahle (1898) . . . . „	0,011183	„
Patterson und *Guthe* (1898) . . . „	0,011192	„
Pellat und *Leduc* (1903) . . . . „	0,011195	„
G. v. Dijk (1906) . . . . „	0,011180	„

(Annalen d. Physik 1906 (2), S. 289; (14) S. 845, S. 429.) *E. R.*

Ueber elektrische Schwingungen. (*P. Drude* †.) Das nachgelassene Fragment (Referat für die 76. Versammlung deutscher Naturforscher und Aerzte) erinnert daran, daß die tiefen Arbeiten des Verstorbenen u. a. auch für die unmittelbare Praxis der Funkentelegraphie, insbesondere durch Ableitung der für die Vorausberechnung abgestimmter Systeme erforderlichen

Gesetze und Formeln von grundlegender Bedeutsamkeit geworden sind.

An allgemeineren Bemerkungen mag die *Drude*sche Vermutung hervorgehoben werden, daß die *Maxwell*sche Beziehung zwischen Dielektrizitätskonstante (ϵ) und Schwingungsfrequenz (n) für elektrische Wellen $\epsilon = n^2_\infty$ den experimentellen Arbeiten der *Drude*schen Schule gemäß für chemische *Elemente universelle* Gültigkeit besitzt, während dies für chemische Verbindungen zweifelhaft erscheint.



Sender. Empfänger.
A Antenne, E Eisenbündel, das auf Hysteresisänderungen reagiert, F Funkenstrecke, K Kapazität

Das Gesamtergebnis seiner Forschungen über drahtlose Telegraphie hat *Drude* wörtlich folgendermaßen formuliert:

„Als bestes System für drathlose Telegraphie halte ich:

1. Magnetische Kopplung.
2. Völlige Identität von Sender und Empfänger. (Siehe Figur.)
3. Als Empfänger muß ein Eisenbündel (als Magnetdetektor) gelegt werden um die eine Drahtwindung, die zur Kapazität führt.

Das Eisenbündel muß auf Integraleffekt ansprechen; so kann man am ehesten scharfe Abstimmung zwischen Sender und Empfänger erhalten". *E. R.*

Wirkungsradius der Molekularkräfte. (*R. Fuchs.*) Der Radius der Anziehungssphäre der Moleküle einer Flüssigkeit sei r; die Arbeit, welche die Oberflächenspannung f. d. Flächeneinheit leistet A_4; die absolute Disgregationsarbeit der Volumeinheit A_3. Letztere ist gleich der in Arbeitsmaß ausgedrückten absoluten Verdampfungswärme der Flüssigkeit vermindert um die äußere Arbeit des Dampfes. (Verdampfungswärme bei absolutem Vakuum.)

Beide Größen A_3 und A_4 sind experimentell bestimmbar, bezw. bekannt. Verfasser leitet ab

$$r = \frac{16}{3} \cdot \frac{A_4}{A_3}.$$

Das Resultat gibt für die Intensität der Molekularkräfte enorm große, für deren Wirkungsweite auffallend kleine Werte im Verhältnis zur Eigengröße der Moleküle und Verfasser bemerkt: „So willkommen dieses Resultat dem Experimentator ist, so unwillkommen ist es dem Theoretiker". (Annalen d. Physik 1906, (14) S. 845.) *E. R.*

Pumpen.

Kreiselpumpen. (*Donat Banki.*) Die Anzahl der Laufräder von Hochdruckkreiselpumpen ist in erster Linie abhängig von den Reibungswiderständen bei der Drehung im Wasser. Unter Benutzung früherer Versuche von *Lasche* wird für die Reibungsarbeit eines Laufrades die Gleichung

$$W = 21\,924\ h^{3/2} \cdot \frac{1}{n^2}$$

abgeleitet und daraus für eine von *Borsig* gebaute Kreiselpumpe mit 12 Stufen die Reibungsarbeit für 1—12 Räder berechnet und graphisch aufgetragen. Nach Annahme eines bestimmten Verlustes durch Radreibung kann man aus der angegebenen Gleichung die Förderhöhe berechnen, bei welcher dieser Verlust eintritt, und durch Division dieser Höhe in die Gesamtförderhöhe erhält man die erforderliche Stufenzahl. Zur Erleichterung dieser Rechnung dient ein Diagramm, in dem für die verschiedenen Reibungsverluste die zugehörigen Förderhöhen unter Annahme der Drehzahlen eingetragen sind. 2 Fig. (Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen 1906, S. 457—458.) *K.*

Bücherschau.

G. Duffing, Beitrag zur Bestimmung der Formänderung gekröpfter Kurbelwellen. Berlin, 1906. Julius Springer.

Die vorliegende Arbeit behandelt dieselbe Aufgabe wie *Enßlin* in seinem bekannten Werk: Mehrmals gelagerte Kurbelwellen mit einfacher und doppelter Kröpfung, nämlich die Berechnung der Formänderung von gekröpften Wellen und der in ihnen auftretenden Spannungen auf Grund der für einen statisch unbestimmten Träger geltenden Gesetze. Der Verfasser behandelt das Problem vorwiegend rechnerisch, an geeigneten Stellen finden sich indessen auch Hinweise, wie die graphische Behandlung mit Vorteil zu Hilfe genommen werden kann. Der wichtigste Unterschied gegenüber dem von *Enßlin* angewandten Verfahren besteht darin, daß nicht die Stützdrucke, sondern die Stützmomente in die Rechnung eingeführt werden; es werden für gekröpfte Kurbelwellen diejenigen Gleichungen abgeleitet, die der *Clapeyron*schen Gleichung für durchlaufende Träger mit gerader Achse entsprechen. Dabei wird der Einfluß der Kröpfung und der innerhalb derselben an den Stellen mit mehr oder weniger schroffen Querschnittsübergängen bestehenden Rechnungsunsicherheit von dem Einfluß der in der Achse liegenden Stabteile getrennt, durch Fortlassen der auf die Kröpfung bezüglichen Glieder gehen daher die Gleichungen in die einfache *Clapeyron*sche Gleichung für Wellen von veränderlichem Querschnitt mit gerader Achse über.

Auf diese Weise wird das Schema der Berechnung gekröpfter Wellen erheblich übersichtlicher, als wenn man mit Stützdrucken rechnet. Ferner wird die Uebersicht noch bedeutend erleichtert dadurch, daß die in der Rechnung häufig wiederkehrenden Einzeloperationen auf die Ausrechnung gewisser, äußerst zweckmäßig gewählter Koeffizienten (Verhältniszahlen) und reduzierter Hebellängen zurückgeführt werden. Außerdem werden zwei weitere Vorteile von außerordentlichem Wert erreicht. Der erste ist ein ökonomischer. Jeder, der gelegentlich vor der Aufgabe, Kurbelwellen zu berechnen, gestanden hat, macht die Erfahrung, daß dabei jedesmal wieder ein nicht unerheblicher Aufwand mühsamer Vorstellungsarbeit zu leisten ist, z. B. um die Einzeleinflüsse mit dem richtigen Vorzeichen einzusetzen. Den dazu erforderlichen Gedankengang hat der Leser der vorliegenden Abhandlung einmal beim Studium derselben mit dem Verfasser zu gehen. Bei der Anwendung auf praktische Fälle ist dann weiter nichts zu tun, als in die fertige Formel die gegebenen, bezw. nebenbei ausgerechneten Zahlen einzusetzen, also vorwiegend Rechenarbeit zu leisten. Der zweite Vorteil liegt in der Erleichterung der Rechnung beim Entwurf von Kurbelwellen. Das bisher angewandte Verfahren ist in erster Linie auf die Nachrechnung der Wellen bei gegebenen Abmessungen zugeschnitten. Die *Duffing*sche Methode liefert, nachdem z. B. die Abmessungen der Kurbel angenommen sind, für das Stück der Welle, welches das Schwungrad trägt, die oben genannten Koeffizienten oder Beziehungen zwischen ihnen. Diesen müssen die noch nicht festgelegten Abmessungen genügen, sind aber innerhalb gewisser Grenzen noch frei wählbar.

Der Verfasser gibt in der Durchrechnung einer großen Gasmotorwelle ein praktisches Beispiel für eine einfach gekröpfte Welle mit drei Lagern, bei dem die Vorteile des Verfahrens in die Augen fallen und die in Frage kommenden Konstruktionsrücksichten erschöpfend behandelt werden. In zwei angefügten Tafeln sind die Momentenlinien und die deformierte Mittellinie des durchgerechneten Beispiels für die am Kurbelzapfen in der Kurbelebene und senkrecht dazu angreifende Lasteinheit eingezeichnet. In einer dritten Tafel sind alle für die praktische Anwendung nötigen Formeln zusammengestellt. Die Entwicklung der Formeln umfaßt nur 24 Seiten; besondere mathematische oder sonstige Vorkenntnisse sind zum Verständnis nicht erforderlich. Deutliche schematische Figuren erleichtern das Verständnis. Der Inhalt der Broschüre ist so gediegen und für die praktische Anwendung von so großem Nutzen, daß das Studium der Abhandlung angelegentlichst empfohlen werden kann.

Berlin. Dr.-Ing. *Paul Roth.*

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 6. Berlin, 9. Februar 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Graphodynamische Untersuchung einer Heusinger-Joy-Steuerung.

Ein Beitrag zur Erkenntnis der Bewegungsverhältnisse der Steuerungsgetriebe.

Von Dipl.-Ing. **Eduard Dafinger**, München.

Wenn man ein Steuerungsgetriebe auf seine Bewegungsverhältnisse untersucht, so bestimmt man für jeden einzelnen bewegten Steuerungsteil die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen bei den verschiedenen Stellungen des Getriebes. Ihre praktische Bedeutung erhält die Untersuchung, wenn man diese Kenntnis der Bewegungen dazu benutzt, die dynamische Wirkung der bewegten Massen aufzusuchen. Wenngleich diese Aufgabe eine sehr dankbare wäre, insoweit ihre Lösung manche Unsicherheit in der Berechnung der Zapfen in den Gelenken und der Abmessungen der Stangen beseitigen würde, wird sie selten gemacht, da sie sehr umständlich und zeitraubend ist, und da auch die geringen Umlaufzahlen der Maschinen oder die geringen Massen der bewegten Teile sie nicht immer nötig machen. Diese letzteren Gründe treffen aber für die Lokomotivsteuerungen nicht zu. Denn gerade im Eisenbahnwesen zeigt sich das Bestreben, die Zuggeschwindigkeit zu erhöhen, was nur durch eine höhere Umlaufzahl der Lokomotivräder zu erreichen ist, da eine Vergrößerung des Triebraddurchmessers aus konstruktiven Gründen nicht mehr möglich ist. Es erscheint deshalb wünschenswert, die Bewegungsverhältnisse und die dynamische Wirkung des vorliegenden Steuerungsgetriebes zu kennen. Die Untersuchung hat auch eine allgemeine Bedeutung, da sich die Resultate auf die meisten Steuerungen der gleichen Gattung anwenden lassen. Denn, wenn für die gleiche Steuerung nur die Umlaufzahl des Kurbelzapfens eine andere wird, so würde das an den Resultaten nichts ändern: es wird nur der Maßstab der gefundenen Werte einer Korrektur bedürfen. Aendern sich aber auch die Abmessungen der Steuerung, so ist doch im allgemeinen anzunehmen, daß die Verhältnisse der einzelnen Hebel- und Stangenlängen zu einander, somit auch die Verhältnisse ihrer Massen ziemlich die gleichen bleiben. Unter dieser Voraussetzung ist es nur nötig Geschwindigkeit, Beschleunigung und dynamische Wirkung für eine Kurbelstellung zu bestimmen, um dadurch den Maßstab festzulegen, mit dessen Hilfe dann wiederum eine Benutzung der früheren für eine andere Steuerung gleicher Gattung gefundenen Werte gestattet ist und um dadurch Anhaltspunkte für die Beurteilung der neuen Steuerung zu gewinnen.

Die hier gewählte Steuerung ist prinzipiell eine *Heusinger*-Steuerung, deren Schwinge jedoch nicht in der üblichen Weise durch ein Exzenter, sondern von der Triebstange aus mittels Lenker und Gegenlenker angetrieben wird. Diese Bauart, welche der *Joy*schen ähnlich ist, wird häufig als *Heusinger-Joy*-Steuerung bezeichnet. Ihr geometrischer Zusammenhang ist aus Fig. 1 zu erkennen und ihre erste Ausführung findet sich bei den Schnellzugslokomotiven der französischen Westbahn. Die hier behandelte Steuerung ist die der $^2/_5$ gekuppelten Schnellzugslokomotive der bayerischen Pfalzbahnen, erbaut 1899 von der Lokomotivfabrik *Kraus & Co.* in München. (Vergl. Organ des Fortschritts des Eisenbahnwesens, Jahrg. 1899 S. 1.)

Die Steuerung führt bei einer Kurbeldrehung eine durch ihren geometrischen Zusammenhang eindeutig vorgeschriebene Bewegung gegenüber der Lokomotive aus. Die einzelnen Steuerungsglieder haben somit eine ganz bestimmte relative Geschwindigkeit und Beschleunigung, und üben ursächlich der letzteren auf die Gelenkpunkte des Getriebes ganz bestimmte Kräfte aus, die als Trägheitskräfte oder Massendrücke bezeichnet werden sollen. Geschwindigkeit, Beschleunigung und Trägheitskraft sollen im vorliegenden Fall für eine Bewegungsperiode, d. i. eine Kurbeldrehung, unter Zugrundelegung einiger notwendiger Annahmen ihrer Grösse und Richtung nach bestimmt werden. Die zu lösende Aufgabe gliedert sich somit in die drei folgenden Teile:

I. Bestimmung der Geschwindigkeit;

II. Bestimmung der Beschleunigung und

III. Bestimmung der von den bewegten Massen des ganzen Steuergetriebes herrührenden Trägheitskräfte.

Unter der Annahme konstanter Zuggeschwindigkeit werden relative Beschleunigung und relative Trägheitskraft auch zugleich die absolute Beschleunigung und Trägheitskraft sein, während die absolute Geschwindigkeit die Resultierende aus der relativen und der Zuggeschwindigkeit sein muss. Hier sollen, wie schon erwähnt, nur die relativen Werte bestimmt werden; d. h. man könnte sich den Fall auch so denken, daß die Lokomotive selbst stehen bleibt und die Kurbel mit einer bestimmten Umlaufzahl rotiert. Im nachstehenden werden deshalb auch für relative Geschwindigkeit, Beschleunigung und Kraft kurzweg die Ausdrücke Geschwindigkeit, Beschleunigung und Kraft gebraucht.

Um ein genaues und vollständiges Bild zu erhalten über die Größe und Aenderung der gesuchten Werte an einem der Steuerungsgelenkpunkte, muß man bei einer größeren Anzahl Kurbelstellungen für jeden ausgezeichneten Punkt des Getriebes Geschwindigkeit, Beschleunigung und Trägheitskraft suchen und die erhaltenen Resultate in Tabellen oder Kurven sammeln. Nur dann ist es möglich mit ziemlicher Genauigkeit anzugeben, wann die im allgemeinen veränderlichen Größen ein Maximum

erreichen, dessen Kenntnis für die praktische Berechnung der Hebel- und Stangenabmessungen von Wichtigkeit ist. Die Tabellen und Kurven werden natürlich um so vollständiger und genauer, je mehr Kurbelstellungen man untersucht. In der vorliegenden Arbeit sollen Geschwindigkeit, Beschleunigung und Kraft für 16 verschiedene Kurbelstellungen bestimmt werden. In den Fig. 2—40 ist die Bestimmung dieser Werte für das ganze Steuergetriebe und den Kurbelmechanismus durchgeführt. Von diesen Figuren, welche der Erläuterung dienen, wird vor allem verlangt, daß sie nicht durch eine ungünstige Lage der einzelnen Linien, Schnittpunkte usw. das Verständnis erschweren. Dies zu erreichen ist aber nur möglich, wenn man auf einen folgerichtigen Zusammenhang der Einzelfiguren untereinander verzichtet und für jede die Hebel- und Stangenlagen, sowie die in den Getriebeteil, der durch die betreffende Figur behandelt werden soll, eingeleitete Bewegung oder Kraft ohne Rücksicht auf die vorangegangene Figur neu wählt.

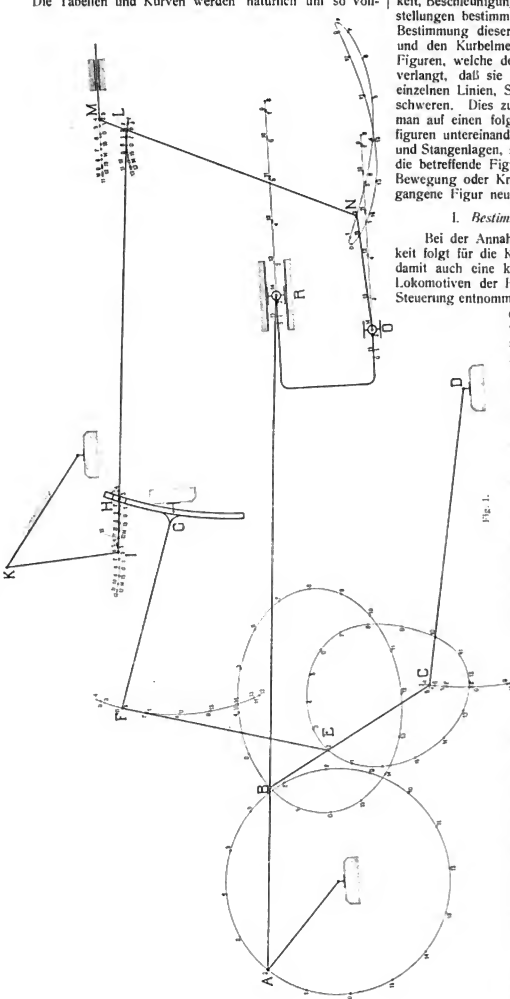


Fig. 1.

I. *Bestimmung der Geschwindigkeiten.*

Bei der Annahme einer konstanten Zuggeschwindigkeit folgt für die Kurbel eine konstante Umlaufzahl und damit auch eine konstante Winkelgeschwindigkeit. Die Lokomotiven der Pfalzbahn, denen die hier behandelte Steuerung entnommen ist, sind gebaut unter der Annahme, daß sie eine Maximalgeschwindigkeit von 120 km i. d. Stunde erreichen sollen. Diese Annahme soll auch hier zugrunde gelegt werden und gibt bei einem Triebraddurchmesser von D = 1980 mm und einem Kurbelradius von R = 285 mm eine Kurbelzapfengeschwindigkeit von

$$A_v = \frac{120 \cdot 1000}{60 \,.\, 60} \cdot \frac{2 \cdot R}{D}$$

$$= \frac{120000 \cdot 2 \,.\, 285}{3600 \cdot 1980} = 9{,}596 \text{ m/Sek.}$$

Die am Kurbelzapfen A eingeleitete Geschwindigkeit ist damit gegeben; die der übrigen ausgezeichneten Punkte soll in den nachfolgenden Figuren gesucht werden. Die Geschwindigkeit wird zweckmäßig in einem solchen Maßstab eingetragen, daß die Ausgangsgeschwindigkeit A_v gleich dem Kurbelradius der Zeichnung wird. Für die Aufsuchung der Geschwindigkeiten der Steuerungsteile ist es zuerst notwendig auf einige Lehrsätze und Bezeichnungen aus der Bewegungslehre hinzuweisen. Unter Pol versteht man den momentanen Drehpunkt eines Systems. Polstrahl und Geschwindigkeit stehen senkrecht aufeinander. Die auf dem Pol abgetragene, also um 90° gedrehte Geschwindigkeit wird als die lotrechte Geschwindigkeit eines Punktes bezeichnet. Die Geschwindigkeiten der Punkte eines bewegten Systems verhalten sich bekanntlich wie die Abstände der Systempunkte vom Pol. Im übrigen soll für die Bezeichnungsweise in den Figuren die von *Burmester* in seinem Lehrbuch befolgte durchgeführt werden.

Das ganze bewegte Getriebe kann man hinsichtlich der Geschwindigkeitsbestimmung in zwei Teile trennen, deren erster den Kurbelmechanismus und

die Stangen $B C_4$, $C D$, $E F$, $F G$ und die Kulisse umfaßt. Diese Getriebeteile erhalten nur von einer Seite, von der Kurbel aus eine Bewegung eingeleitet und ist die Bestimmung ihrer Geschwindigkeiten in den Fig. 2—5 erläutert.

Fig. 2. Gegeben ist die Kurbelzapfengeschwindigkeit A_v und gesucht soll die Kreuzkopfgeschwindigkeit R_v werden. Es ist dann $A Q$ die lotrechte Geschwindigkeit des Kurbelzapfens und P der Pol der Stange $A R$; denn der Polstrahl von A ist die verlängerte Kurbel und der Polstrahl von R muß das Lot in R auf der Kreuzkopfgleitbahn sein. Damit ist die Richtung der Geschwindigkeit R_v gegeben, da sie nach obigem Lehrsatz senkrecht auf dem Polstrahl $P R$ und als Geschwindigkeit eines Punktes des Systems $A R$ den gleichen Drehsinn des Systems um den Pol wie die schon bekannte Geschwindigkeit A_v ergeben muß. Die Grösse von R_v bestimmt sich nach der Gleichung, die sich aus der wechselseitigen Beziehung der Geschwindigkeiten zweier Punkte eines Systems zu ihren Polstrahlen ergibt. Es ist:

$$R_v : A_v = R P : A P.$$

Fig. 2.

Diese Gleichung kann graphisch gelöst werden, wenn man A_v auf dem Polstrahl abträgt; d. h. die lotrechte Geschwindigkeit einzeichnet und durch den Endpunkt derselben eine parallele Gerade zu $A R$ zieht. Diese Parallele muß dann auf dem Polstrahl von R die lotrechte Geschwindigkeit von R abschneiden. Da A_v gleich dem Kurbelradius gezeichnet wurde, ist $A Q$ die lotrechte Geschwindigkeit von A und muß $R R'$ die lotrechte Geschwindigkeit von R sein. Damit ist R_v der Größe und Richtung nach bestimmt.

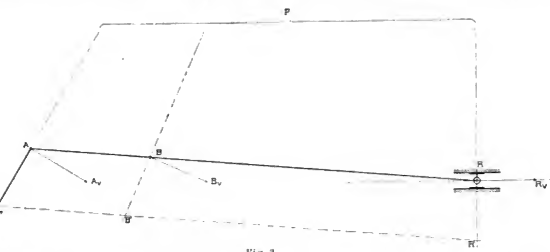


Fig. 3.

Aus der Figur läßt sich weiter eine sehr einfache zweite Konstruktion der Kreuzkopfgeschwindigkeit ableiten. $R A$ wird über A hinaus verlängert bis zum Schnitt mit dem Lote in Q auf der Kreuzkopfgleitbahn. $Q T R R'$ ist dann ein Parallelogramm und folglich $Q T = R R'$, d. h. $Q T$ ist der Größe nach die gesuchte Kreuzkopfgeschwindigkeit R_v. Ihre Richtung ist wie oben zu bestimmen.

Fig. 3. Nachdem die Geschwindigkeiten A_v und R_v bekannt sind, kann die Geschwindigkeit eines auf der Triebstange AR liegenden Punktes B bestimmt werden. Der Pol des bewegten Systems AR ist aus Fig. 2 schon bekannt, und da B diesem System angehört, muß $P B$ der Polstrahl von B sein. Man zieht durch den Endpunkt Q der lotrechten Geschwindigkeit von A eine parallele Gerade zur Triebstange $A R$, die auf dem Polstrahl von B die lotrechte Geschwindigkeit BB' des Punktes B abschneidet. Die Richtung der Geschwindigkeit von B muß senkrecht zum Polstrahl sein und dem durch A_v und R_v gegebenen Drehsinn des Systems um den Pol P entsprechen.

In den meisten Fällen wird für das System $A R$ der Pol sehr entfernt von der Zeichnung liegen, was dann die oben erwähnte Auffindung des Polstrahls von B durch einfaches Verbinden des Punktes B mit dem Pol unmöglich macht. Für diesen Fall wird zur Konstruktion des Polstrahls $B P$ die Tatsache benutzt, dass jede zu $A R$ parallele Gerade von den drei Polstrahlen $A P$, $B P$ und $R P$ im gleichen Verhältnis geteilt wird wie $A R$ selbst durch die Punkte A, B und R. Es muß sich deshalb verhalten:

$$A B : B R = Q B' : B' R'.$$

Teilt man somit $Q R'$ in diesem bekannten Verhältnis, so ist der dadurch gefundene Teilpunkt B' zugleich der Endpunkt der lotrechten Geschwindigkeit von B. Die Richtung von B_v bestimmt sich wieder wie oben.

(Fortsetzung folgt.)

Münzplattensortiermaschinen.

Von Dr. **Anton Munkert**.

(Schluß von S. 70 d. Bd.)

Die *Bungesche Münzsortiermaschine*[*]) besteht aus vier einzelnen Wagen und zeichnet sich durch große Leistungsfähigkeit aus, da die verwendeten kurzarmigen Wagbalken nur eine verhältnismäßig kurze Schwingungsdauer bean-

[*]) *Schlösser*, Münztechnik S. 161.

sprucken. Jeder Wagbalken trägt zwei verschiedenartig konstruierte Wagschalen. Die eine Gewichtsschale ist mit dem gesetzlich zulässigen Minimalgewicht beschwert und hat zwei Arme, welche bei entsprechender Höhe das frei in einem Bügel hängende Zulagegewicht (Remedium) abheben, wodurch die Belastung der Schale bis zum Normalgewicht ergänzt wird. Die anderseitige Wagschale, welche zur Aufnahme der zu wägenden Münzplatten dient, ist tellerförmig und mit zwei Schlitzen versehen, in welche ein gabelförmiger Abwerfer eingreift und die ausgewogenen Platten von der Wagschale in einen der drei Abführungskanäle schafft.

Die Arretierung der Wagschalen geschieht durch zwei Metallstützen, welche unterhalb der Schalen eingreifen.

Zubringer und Aufleger, aus einer mit Wagtisch und Arretierungsvorrichtungen versehenen, mit Gegengewicht nahezu ausbalanzierten Wage, an welche sich ein Kulissensystem anschließt, das zu zwei oder drei Sammelbechern führt.

Die nachfolgende kurze Beschreibung der Maschinenteile dient zur Erläuterung des ganzen Wägevorganges. (Fig. 4—5.)

Die Bewegung der verschiedenen Teile erfolgt von der Hauptwelle *a* aus mit Hilfe der exzentrischen Scheiben *I—IV* und des Kniehebels *l*. Die Antriebsscheibe *b* steht mit einem Vorgelege in Verbindung, und durch ein gezahntes Stahlrad wird die große Exzenterscheibe *I* und hiermit die Hauptwelle *a* angetrieben.

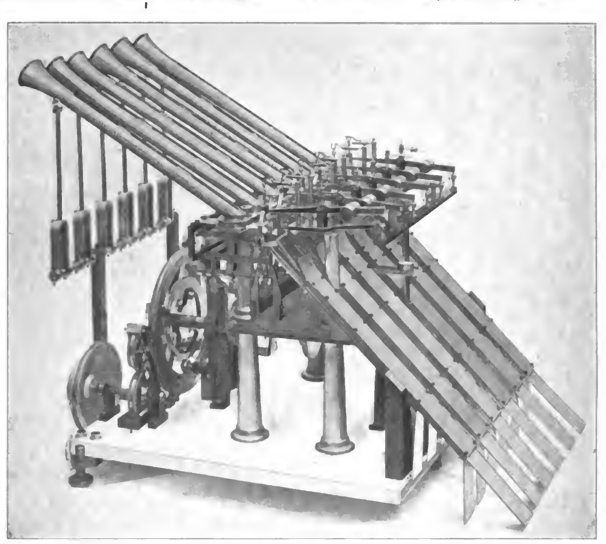


Fig. 4. Münzsortiermaschine von Kuhlmann.

Die mit der Münzplatte belastete Schale hat noch eine besondere Arretierung, bestehend aus zwei gezahnten Backen, bei welchen die Zahnung mit den Höhenabständen der einzelnen Abführungskanäle übereinstimmt. Die Platten werden durch den Zubringer zunächst auf eine schiefe Ebene geschoben, über welche sie hinweggleiten und erst hernach gelangen sie auf die Wagschale.

Der *Bunge*schen Maschine hafteten manche Mängel an, deren Beseitigung bei der *Kuhlmannschen Münzplattensortiermaschine*, im Jahre 1897 von Mechaniker *Wilh. H. F. Kuhlmann* in Hamburg konstruiert, angestrebt ist. Mehrere Verbesserungen, welche in den letzten Jahren an dieser Maschine angebracht worden sind, lassen sie für die Sortierung von Münzplatten verschiedenster Größe sehr geeignet erscheinen. Die Maschine wird als zwei- oder dreiklassiger Wägeautomat mit zwei, vier und sechs einzelnen Wagen hergestellt. Jedes Wagsystem besteht außer

Als Einlegevorrichtung dient entweder eine schiefliegende, geschlitzte ovale Röhre (Fig. 4) oder ein aufrechtstehender, mit zwei senkrechten Schlitzen versehener Becher *e* (Fig. 5).

Durch den Zubringer *f* wird die im Becher *e* zu unterst liegende Platte dem Wägemechanismus zugeführt. Der Zubringer besteht aus einem Blechstreifen, der vorn der Größe des betreffenden Münzstückes entsprechend halbkreisförmig ausgeschnitten ist.

Um zu verhindern, daß die Münzplatte, welche durch den Zubringer *f* über die Ebene des Auflagetisches hinuntergeschoben wird, auf den Wagtisch *g* fällt und so eine Erschütterung des Wagsystems herbeiführt, ist eine besondere Auflagevorrichtung, der sogen. Aufleger *h* angebracht.

Der Aufleger hat aber nicht nur die von dem Auflagetisch herabgleitende Platte aufzunehmen und sie stoß-

frei auf den Wagtisch abzulegen, sondern er erfüllt auch die weitere Aufgabe, die soeben ausgewogene, noch auf dem Wagtisch befindliche Münzplatte in eine der Kulissen zu schieben und so Platz für die nachfolgende Platte zu schaffen. Zu diesem Zwecke besteht der Aufleger *h* aus einer zweizackigen Gabel, welche an den Enden der Zacken kurze abwärts gerichtete Stifte trägt.

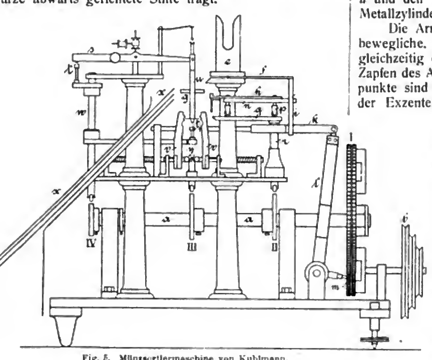


Fig. 5. Münzsortiermaschine von Kuhlmann.

Der Zubringer *f*, welcher eine einfache Vor- und Rückwärtsbewegung zu machen hat, sitzt auf dem Metallrahmen *i*, der durch die Gabel *k* an den Kniehebel *l* angelenkt ist. Dieser Kniehebel wird durch Vermittlung des Metallrädchens *m* von der großen Exzenterscheibe *I* in Bewegung gesetzt. Die Exzenterscheibe besteht aus zwei exzentrischen Ringen, welche durch vier radialstehende Balken mit der Hauptwelle *a* verbunden sind, und zwischen denen das Rädchen sich befindet.

Bei Drehung der Exzenterscheibe *I* wird daher der mit dem Kniehebel verbundene Metallrahmen *i* nach vor- oder rückwärts gezogen und so die gewünschte Bewegung des Zubringers erreicht. Die gleiche Bewegung führt auch der schmale Metallrahmen *n* aus, welcher durch die beiden in senkrechten Führungsstangen beweglichen Rädchen *o* mit dem Rahmen *i* verbunden ist, und mit den drei Rollenstützen *p* auf dem rahmenförmigen Tisch *q* ruht. Da nun dieser Tisch von der senkrecht geführten Stange *r* getragen wird, die auf der Exzenterscheibe *II* steht, kann der von dem Rahmen *i* geführte Aufleger sowohl in senkrechter wie wagerechter Richtung bewegt werden.

Bei Beginn einer Wägung bewirkt zunächst die Exzenterscheibe *I* durch den Kniehebel *l*, daß die Rahmen *i* und *n* nach vorwärts bewegt werden. Das auszuwiegende Münzplättchen wird vorgeschoben und gleitet alsbald auf den Aufleger hinab. Nun setzt die Exzenterscheibe *II* ihre Tätigkeit ein; der Tisch *q* senkt sich und zugleich geht auch der Rahmen *n* nach abwärts. Infolgedessen senkt sich der Aufleger und die auf letzterem befindliche Platte wird stoßfrei auf den Wagtisch *g* abgelegt. Bei der nun durch den Kniehebel bewirkten Rückwärtsbewegung des Rahmens *i* werden Zubringer und Aufleger zurückgezogen, durch Exzenter *II* wird der Tisch *q* und der mit dem Rahmen *n* verbundene Aufleger wieder gehoben, so daß Zubringer und Aufleger nunmehr die anfängliche, bei Beginn der Wägung innegehabte Stellung einnehmen.

Die ausgewogenen Platten werden durch den Aufleger in Kulissen geschoben, die in ihrem oberen Teil aus schiefliegenden, zum Teil beweglichen Blechlamellen bestehen, an welche sich lange, geneigte aus Blechstreifen gebildete Kanäle anschließen, die in hohe schmale Blechkästen einmünden.

Die Wage besteht aus dem Wagbalken *s*, der die mit Wagtisch *g* versehene, rahmenförmige Aufhängevorrichtung *u* und den mit dem Balken fest verbundenen massiven Metallzylinder als Gegengewicht trägt.

Die Arretierung des Wagebalkens erfolgt durch zwei bewegliche, mit Achatplatten versehene Stifte *t*, welche gleichzeitig den Endpunkt des Balkens und den unteren Zapfen des Aufhängerahmens stützen. Diese beiden Stützpunkte sind mit der Führungsstange *w* verbunden, die von der Exzenterscheibe *IV* auf- und abwärts bewegt wird.

Der Aufhängerahmen kann ferner mittels zweier Arretierungsbacken *v* festgehalten werden, welche in einen unten am Rahmen angebrachten, beiderseitig gezackten Blechstreifen eingreifen. Die beiden Arretierungsbacken *v* tragen mehrere Einkerbungen, welche den Zwischenräumen resp. den Abständen der die Kulissen bildenden Blechstreifen *x* entsprechen. Die Backen werden durch Federdruck gegeneinander gepreßt. Die Auslösung der Arretierung erfolgt durch den Keil *y*, der von der Exzenterscheibe *III* nach aufwärts gedrückt wird.

Zur Aussonderung der Münzplatten in drei Sorten dient ein Reiter, der auf den gabelförmigen Stift am oberen Ende des Aufhängerahmens abgelegt werden kann.

Zur Einstellung der *Kuhlmann*schen Maschine legt man die sogen. Einstellplatte auf den Wagtisch und gleicht sie mit dem oberhalb der Schneide des Wagbalkens an einer Stellschraube befindlichen Gegengewicht aus. Die sogen. *Normaleinstellung* ist erreicht, wenn bei der freischwebenden, mit Einstellplatte belasteten Wage die am Aufhängerahmen befindlichen Zacken den mittleren Einkerbungen der Arretierungsbacken *v* genau gegenüberstehen (s. Fig. 5).

Bei dieser Gleichgewichtslage muß der am Galgen aufgehängte Reiter so tief stehen, daß er die Gabel eben berührt. Beim Sortieren von Platten treten diese an Stelle der Einstellplatte. Sind sie leichter als letztere, so wird der Reiter abgehoben und das Gewicht des Reiters addiert sich sodann zum Plattengewicht. Kommt nun diese Gewichtssumme dem Gewichte der Einstellplatte gleich, so gelangt die ausgewogene Platte in die mittlere Kulisse. Liegt aber die Gewichtssumme unterhalb des Gewichtes der Einstellplatte, so wird die Platte in die obere Kulisse ausgeworfen. Eine zu schwere Platte zieht die Wagschale nach abwärts, der Reiter gelangt somit nicht zur Wirkung und die Platte wird in den untersten Abführungskanal geschoben.

Aus dieser Arbeitsweise ergibt sich, daß die Einstellplatte jenes Gewicht haben muß, das man als obersten Grenzwert für die auszuwägende Geldsorte annimmt; das Gewicht des Reiters ist demnach gleich dem zulässigen Mehrgewicht zu wählen.

Die ganze Wägungsoperation geht innerhalb einer Umdrehung der Hauptwelle vor sich; dadurch, daß der Aufleger die gewogene Platte wegschiebt und sofort eine neue auflegt, beansprucht diese Arbeit nur $^1/_4$ Teil der Achsendrehung, die übrigen $^3/_4$ Teile stehen für das Auswiegen zur Verfügung.

Die dreiklassige Maschine kann in der Minute auf jeder Wage etwa 14—15 Platten, somit eine sechswagige Maschine 84—90 Stück sortieren. Die zweiklassige Maschine (ohne Reiter) dient speziell für Banken zum Aussondern unterwertiger Goldmünzen.

Die Verwendung von Reitergewichten ist für die besprochenen Münzplattensortiermaschinen charakteristisch. Die dreiklassigen Maschinen arbeiten natürlich quantitativ schneller als jene, welche sechs Sorten zu liefern haben. Während für die Kontrollierung von Münzen die dreiklassige Sortierung genügt, ist für Münzplatten eine umfangreichere Sortenbildung erwünscht und läßt sich letztere durch Verwendung von zwei dreiklassigen Maschinen erreichen, wobei die von der einen Maschine abgesonderten schweren Platte durch die zweite gehen.

Bezüglich der Sortierung von Münzplatten ist noch zu erwähnen, daß man nie bis an die äußersten Grenzgewichte geht, sondern daß man meist auf sogen. $^1/_2$ resp. $^1/_4$ Toleranz sortiert, d. h. man stellt die Maschinen so ein, daß als normal nur jene Platten ausgeworfen werden, welche höchstens um $^1/_2$ oder $^1/_4$ des gestatteten Remediums vom Normalgewicht abweichen.

Elektrischer Vollportalkran mit Selbstgreifer

der Maschinenfabrik Joh. Wilh. Spaeth auf der Bayrischen Landesausstellung in Nürnberg 1906.

Von **K. Drews**, Ingenieur.

(Schluß von S. 68 d. Bd.)

Drehwerk. Das Drehen des Kranes wird durch einen Elektromotor bewirkt, der bei 680 minutlichen Umdrehungen 8 PS leistet.

Er treibt mittels eines Schneckengetriebes ein Ritzel an, das mit dem festen Zahnkranz kämmt (Fig. 3).

Die Gesamtübersetzung beträgt 1 : 304.

Rädertabelle des Drehwerkes.

Vorgelege	Teilung in mm	Zähnezahl	Teilkreisdurchm. in mm	Zahnbreite in mm
Schnecke . . . Schneckenrad .	$t = 31{,}75$	2gängig 48	485	
Ritzel . . . . Zahnkranz . .	$16\,\pi$	12 152	192 2432	120 100

Die vier zylindrischen Laufrollen haben einen Durchmesser von 400 mm.

Auf der Schneckenwelle sitzt eine Keilnutenbackenbremse, die durch das Pedal *u* und Gestänge *v* betätigt wird.

Ist der Kran außer Betrieb, so kann das Drehwerk festgebremst werden, indem man die Oese *w* über das Pedal legt.

Motor- und Schneckenwelle sind durch eine elastische Kupplung verbunden, deren eine Hälfte die Bremsscheibe bildet.

Nach Fig. 8 sind in der letzteren vier Löcher ausgespart, die durch Lederscheiben ausgefüllt sind, während diese auf den Mitnehmerbolzen sitzen.

Da bei ungeschicktem Steuern infolge des großen Arbeitsvermögens der herumschwenkenden Massen, wenn alle Triebwerkteile mit einander in starrer Verbindung stehen, leicht Brüche zu befürchten sind, so ist stets eine gewisse Nachgibigkeit im Drehwerk wünschenswert.

Bei dem vorliegenden Kran ist dies nach Fig. 9 dadurch bewirkt, daß das Schneckenrad *a* nicht fest auf seine Welle gekeilt ist, sondern nur durch Reibung mitgenommen wird.

Das Schneckenrad *b* bildet einen Hohlkegel, in den ein Vollkegel, der auf der Schneckenradwelle mittels Feder und Nut befestigt ist, durch eine kräftige Feder gepreßt wird. Diese Feder kann nun so eingestellt werden, daß bei Ueberschreiten eines gewissen zulässigen Drehmomentes ein Gleiten zwischen den Reibflächen stattfindet. Diese Nachstellbarkeit ist ein Vorzug vor anderen gleichartigen Konstruktionen, bei denen sie in der Regel nicht vorhanden ist. Der Achsialschub der Schneckenwelle wird durch ein doppeltes Kugellager aufgenommen. Schnecke und Schneckenrad befinden sich in einem staubdicht abgeschlossenen Oelkasten. Die Schnecke ist aus Tiegelstahl, der Schneckenradkranz aus Phosphorbronze, der Schneckenradkörper aus Gußeisen hergestellt.

Die Halslager der Schneckenradwelle sind als Ringschmierlager ausgebildet.

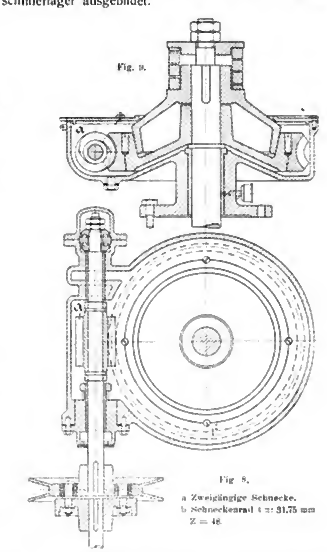


Fig. 8 und 9. Schneckenkasten mit Motorkupplung und Bremsscheibe zum Schwenkwerk.

Alle Lager des Drehwerkes haben Rotgußbuchsen. Hub- und Drehwerk sind auf einer gemeinsamen gußeisernen Grundplatte montiert.

Fahrwerk. Für das Verfahren des Kranes ist, wie

in Fig. 1 erkennbar, ein besonderer Elektromotor von 8 PS bei 680 minutlichen Umdrehungen vorhanden.

Wie schon oben erwähnt, befindet sich der Motor außerhalb des Führerhauses in der Mitte des seitlichen Laufsteges; er steht auf einem gußeisernen Untersatz, der zwei Ringschmierlager für die Längswelle von 50 mm Durchmesser enthält.

Der Fahrmotor treibt mittels eines Stirnradvorgeleges eine Längswelle an, deren Bewegung durch Kegelräder auf zwei senkrechte Wellen übertragen wird.

Es sind nur zwei Steuerschalter vorhanden, die durch einen einzigen Hebel mittels Universalantriebes betätigt werden[1]).

Dreh- und Fahrmotor haben eine gemeinsame Steuerwalze, deren Verbindung mit dem jeweilig arbeitenden Motor durch einen Umschalter hergestellt wird.

Für die Hubbewegung ist ein Endausschalter vorgesehen, der durch eine Wandermutter auf einer Verlängerung der Hubtrommelwelle betätigt wird und ein Zuhochziehen der Last verhindert.

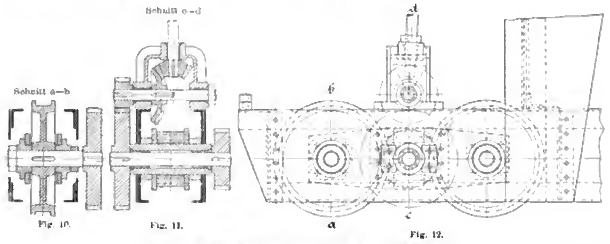


Fig. 10—12. Fahrwerk zum Vollportalkran von 3 t Tragfähigkeit.

Von diesen wird mittels je eines weiteren Kegelräderpaares und zwei Stirnradvorgelege ein Laufrad des hinteren Radkastens und zwei Laufräder (Fig. 10—12) des vorderen Radkastens angetrieben. Der ganze Kran ruht auf sechs Laufrädern, wovon, wie aus Fig. 1 ersichtlich, der Radkasten an der Auslegerseite vier enthält. Je zwei sind hier durch einen Balanzier wegen der gleichmäßigen Verteilung des Raddruckes vereinigt.

Diese ganze Anordnung hat den Zweck, den Raddruck an der Auslegerseite möglichst niedrig zu halten, damit der Kran auch auf einem nicht untermauerten Schienenwege laufen kann.

Rädertabelle des Fahrwerkes.

Vorgelege	Teilung in mm	Zähnezahl	Teilkreis-durchm. in mm	Zahnbreite mm
Motorritzel . . Rad	7π	16 80	112 560	65 65
1. Kegelräderpaar doppelt . . .	12π	16 25	192 300	75 75
2. Kegelräderpaar doppelt	12π	16 25	192 300	75 75
Trieb doppelt . Rad .	10π	16 50	160 500	80 80
Trieb doppelt Rad dreifach .	10π	30 50	300 500	80 80

Durchmesser der Laufräder: 550 mm.

Alle Zahnräder, mit Ausnahme des Motorritzels, dessen Material Bronze ist, sowie die Laufräder sind aus Stahlguß hergestellt.

Die Zahnräder haben geschnittene Zähne.

Auch hier sind alle Lager mit Rotgußschalen versehen.

Das Gewicht des ganzen Kranes ohne Greifer beträgt ungefähr 32 000 kg.

Elektrische Ausrüstung. Diese ist von den *Siemens-Schuckertwerken* geliefert worden.

Die Motoren sind gekapselte Hauptstrommotoren für 220 Volt Spannung.

Das Schaltbrett enthält Strom- und Spannungsmesser, Hebelschalter, Schmelzsicherungen und außerdem einen Maximalausschalter. Dieser arbeitet besser als die Sicherungen; außerdem bietet er Schutz gegen Zufälligkeiten, die die Stabilität des Kranes gefährden könnten.

Eine Ueberschreitung der Höchstlast wird in der Regel nicht so sehr zu befürchten sein, wie ein Sichfestsetzen der zu hebenden Last oder des Hakens unter einem festen Gegenstand, etwa der Schiffsluke.

Ehe die Schmelzsicherungen durchbrennen, kann das Unglück schon geschehen sein.

Der Maximalausschalter kann indes so eingestellt werden, daß der Stromkreis unterbrochen wird, ehe der Ankerstrom eine die Stabilität des Kranes gefährdende Höhe erreicht hat.

Fig. 13 zeigt das Schaltungsschema des Kranes.

An dem Portal befindet sich ein Stöpselkontakt *a*, an den das Zuleitungskabel angeschlossen wird. Von *a* führt ein Kabel durch den hohlen Königszapfen an die beiden Schleifringe + und —.

Von dort über den Hebelschalter zu den Verteilungsschienen am Schaltbrett, von denen wiederum zwei Leitungen zu den beiden Steuerwalzen führen.

In den Stromkreis des Hubmotors ist der Endausschalter eingefügt, der für gewöhnlich geschlossen ist.

In der Hubperiode ist der Stromverlauf dann nach Fig. 13 folgender: von der Plus-Schiene des Schaltbretts an den Kontakt *P* der Hubwalze, von Kontakt *I* über den Endausschalter zur Klemme *I* des Motors; von Klemme *II* zu Kontakt *II*. Dann durch die Leitungen *V*—*V* und *VI*—*VI* über den Motor zurück zur Hubwalze und in die Minus-Schiene des Schaltbrettes. Der Stromkreis des Bremsmagneten zweigt von der Leitung *V*—*V* ab, geht zurück über den Endausschalter zum Kontakt *B* und von dort über *VI* in die Minus-Leitung. Die Kontakte *Ia* und *Ba* bleiben hierbei tot.

Der Bremsmagnet liegt also im Nebenschluß. Wird nun der Endausschalter von dem Auslösmechanismus betätigt, so wird sowohl der Stromkreis des Motors wie

[1]) D. p. J. 1906, **321**, S. 36.

derjenige des Bremsmagneten unterbrochen: die Last wird selbsttätig ohne Zutun des Führers festgebremst.

A Amperemeter, B Bremsmagnet, V Voltmeter. Dm Drehmotor. Hm Hubmotor, Km Kranfahrmotor, U Umschalter. W Hubwalze. W_1 Dreh- und Kranfahrwalze, b Automatische Sicherung, c Hebelschalter, d Endausschalter für Heben.

Fig. 13. Schaltungsschema.

Dies ist auch der Grund für das Vorhandensein der elektromagnetischen Bremse, die sonst zu entbehren wäre. Durch Umsteuern des Motors auf Senken erhalten Motor und Bremsmagnet auch bei geöffnetem Endausschalter Strom, indem nun der Strom anstatt über I und B, über I_a und B_a geht.

Durch Zurückgehen der Wandermutter beim Senken wird dann der Endausschalter wieder selbsttätig geschlossen.

Die Stromverbindung zwischen dem Fahrmotor und seiner Steuerwalze erfolgt durch den Umschalter über die vier Schleifringe am Königszapfen.

Es sind vier Zuleitungen nötig, da der Motor reversierbar ist.

Die sechs Schleifringe befinden sich über dem Fußboden des Führerhauses auf dem Königszapfen und sind durch einen Schutzkasten gegen zufällige Berührung geschützt. Die Stabilität des drehbaren Teiles, die durch ein Gegengewicht von 5000 kg erhöht ist, ist noch bei einer Nutzlast von 4500 kg gewahrt, ohne daß der Königszapfen auf Biegung beansprucht wird.

Die Stabilität des ganzen Kranes ist noch bei einer Last von 6000 kg am Haken gesichert.

Der Kran macht nach Formgebung, Anordnung und Ausführung aller seiner Teile einen vortrefflichen Eindruck.

Die reichlichen Abmessungen und genaue Bearbeitung der laufenden Teile gewähr-leisten geringen Verschleiß und ruhigen Gang.

Erschütterungen, denen ein Kran bei knappen Abmessungen, namentlich der Eisenkonstruktion ausgesetztist, machten sich beim Arbeiten mit der Höchstlast nur in ganz geringem Maße bemerkbar, wobei noch in betracht zu ziehen ist, daß der Kran bei der Vorführung in Nürnberg überlastet war, indem der Greifer nicht Kohlen, sondern Sand faßte.

Die Einleitung aller Bewegungen ging in sanfter, stoßloser Weise vor sich.

Auf wirksame Schmierung und leichte Zugänglichkeit aller Teile ist besondere Sorgfalt verwandt worden.

Ueber einige eisenbahnsignal-technische Neuigkeiten.

Von **L. Kohlfürst.**

(Fortsetzung von S. 73 d. Bd.)

II. *Ergänzungen und Vervollkommnungen zu mechanischen Weichen- und Signalstellwerken oder zu Siemens-Halskeschen Blockeinrichtungen.*

In Nummer 19—22 der „Eisenbahntechnischen Zeitschrift" Jahrgang XI, macht Regierungsbaumeister a. D. *Gustav Braun* Vorschläge für „Normalien" zum Bau mechanischer Stellwerksanlagen, darauf hinweisend, daß es mit Rücksicht auf den heutigen hohen Entwicklungsstand der innerhalb aller geschlossener Eisenbahngebiete ohnehin grundsätzlich übereinstimmenden Einrichtungen besagter Gattung vorteilhaft und wichtig sein dürfte, auch für deren konstruktive Ausführung eine Einheitlichkeit anzubahnen, wie sie beispielsweise bezüglich des Oberbaues oder der Fahrbetriebsmittel usw. besteht. Der Begriff „Normalien" ist hier wahrscheinlich zunächst so gemeint, daß bei jeder bestimmten Stellwerksbauart die sämtlichen Einzelheiten vermöge ihrer Form, ihren Abmessungen und ihres Materials in jeder Anlage gleicher Gattung, möge dieselbe was immer für eine Ausdehnung besitzen, für denselben Zweck und an gleicher Gebrauchsstelle ohne Abänderung verwendbar sein sollen. Innerhalb dieser engeren Grenze wird die Bestrebung gewiß auf allseitige Zustimmung rechnen können; sobald aber der Vorschlag dahin erweitert würde, daß sich die Einheitlichkeit auf alle Einrichtungen eines ganzen Eisenbahngebietes zu erstrecken hätte, dann ergäben sich für die Beurteilung der Frage zwei weit auseinander gehende Gesichtspunkte und es werden sich aus naheliegenden Gründen, die zu verfolgen hier nicht der Platz ist, im allgemeinen ebensoviel, wenn nicht zahlreichere Gegner als Verfechter der Idee finden. Die *Braun*sche, also immerhin schon an sich eine nähere fachmännische Erwägung und Ueberprüfung verdienende Anregung ist durch Vorführung einer Stellwerksanlage belegt, deren mehr oder minder aus dem Bestehenden abgeleiteten Einzelheiten eben im Bestreben der Vereinheitlichung Ausgestaltungen erhalten haben, welche für Konstruktionsformen, Materialien und Herstellungsweisen bisher gewonnene Erfahrungen verwerten oder auch ganz neue Wege einschlagen.

In letzterer Beziehung darf unter andern der in Fig. 5 dargestellte *Weichenhebel* als bemerkenswertes Beispiel

gelten. Auf der im Bocke *1* festgemachten mit einer Rotgußhülse 3 bewehrten Achse 2 sitzt drehbar der Stellhebel *4*, auf dessen Nabe, wie die Querschnitte *ab* und *cd* näher ersehen lassen, die Stellscheibe *5*, welche bei einer halben Umdrehung einen Drahtweg von 500 mm erzeugt, lose aufgesteckt ist. Das obere Ende der in einem fest am Stellhebel angebrachten Führungskolben *10* verschiebbaren Fallenstange

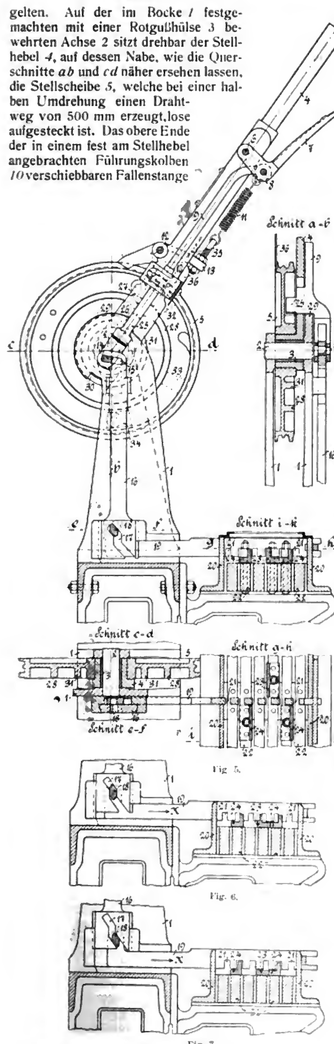


Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 7.

9 wird von dem durch die Bolzen *6* und *8* bei *4* bezw. *9* angelenkten Fallengriff *7* gebildet. Letzterer steht durch die in ihm eingehängte Spannfeder *11* mit der Aufscherklinke *30* in Verbindung, welche auf dem in *4* angebrachten Drehbolzen *12* sitzt und keilförmig in den Stellscheibenrand eingreift. Das untere Ende der Fallenstange *9* ist gabelförmig geteilt und daselbst ein mittels zweier Zapfen gegen jede Lockerung wohlgesicherter Gleitbolzen *14* eingesetzt, der in den Schlitz *15* einer Zugstange *16* eingreift. Die an dem Bock *1* geführte Zugstange hat auch an ihrem unteren erbreiterten Ende einen Schlitz *17*; hier greift ein kantiger Gleitbolzen *18* ein, welcher in dem am Weichenstellbock und an den beiden Wangenstücken *20*, *20* des Schubstangenregisters in Führungen laufenden Verschlußschieber *19* eingezapft ist. An dem letzteren sind die Rechenzähne bezw. Zahnaussparungen *21* vorhanden, deren Aufgabe darin besteht, das Eintreten der Verschlußelemente *23* und *24* in den Verschlußschieber je nach der Lage des Weichenhebels zu gestatten oder zu verwehren.

So lange der Weichenhebel die in Fig. 5 dargestellte Grundstellung einnimmt, würde nach dem vorliegenden Beispiel bei einer Verschiebung der Fahrstraßenschubstange *22* das Verschlußelement *23* durch den betreffenden Zahnausschnitt des Verschlußschiebers *19* gelangen können, die beiden Verschlußelemente *24* jedoch nicht und es ließen sich sonach das erstere als (+) Verschlußelement, die beiden letzteren hingegen als (—) Verschlußelemente benutzen. Soll das Umstellen des Weichenhebels erfolgen, so wird zunächst durch Andrücken des Fallengriffes *7* die Fallenstange *9* hochgehoben, wobei ein nasenartiger Vorsprung *25* derselben, welcher sich in einem Schlitze des Stellhebels *4* bewegt, aus der im Stellbockrand ausgesparten Rast *26* ausgerückt und dafür in den Ausschnitt *27* des an der Stellscheibe *5* angegoßenen Ringes *28* eingeschoben wird, womit die Kupplung zwischen Stellhebel und Stellscheibe vollzogen ist. Gleichzeitig zieht Fallenstange *9* auch die Stange *16* durch Vermittlung des Gleitbolzens *14* so weit empor, daß der Gleitbolzen *18* in das senkrechte Stück des Schlitzes *17* gelangt, wie es Fig. 6 ersehen läßt. Da sich nun die Zugstange *16* bloß in senkrechter Richtung bewegen kann, muß beim letztbetrachteten Vorgang der Verschlußschieber *19* (Fig. 6) in der durch den Pfeil gekennzeichneten Richtung ausweichen. Diese Verschiebung genügt, um den Zahnausschnitten eine Lage zu erteilen, welche das Ziehen der Fahrstraßenschubstange *22* verhindert, d. h. lediglich durch die Handhabung des Fallengriffes, bevor noch der Weichenhebel bewegt wird, hat eine Fahrstraßen- bezw. Signalsperre platzgegriffen, die solange andauert, bis der Hebel richtig umgelegt und verklinkt worden ist. Wenn nämlich das Umstellen der Weiche, wobei der Stellhebel nebst Stellscheibe eine Winkelbewegung von 180° machen, erfolgt, so schleift die Nase *25* auf dem Wulst *29* des Bockes *1* bis sie am Abschluß ihres Weges zur zweiten Rast *30* des Bockes gelangt und hier, vorausgesetzt daß der Fallengriff losgelassen wurde, einfällt.

Während dieser Umstellung bleibt die Lage der Fallenstange *9* hinsichtlich ihrer Längenrichtung, also auch die Zugstange *16* und der Verschlußschieber *19* ungeändert, weil beim Ausklinken der Fallenstange der Gleitbolzen in den Drehpunkt der Stellscheibe bezw. in die verlängerte Achse der Welle *2* gelangte, während der im senkrechten Teil des Schlitzes *17* eingeschlüpfte Gleitbolzen *18* in dieser Leerlaufstellung keinen verschiebenden Einfluß mehr auf *19* zu nehmen vermag. Sobald aber der Stellhebel nebst Scheibe seinen vorbesagten Weg vollendet hat und die Nase *15* in die Rast *30* einfällt, geht die Fallenstange wieder ebensoviel empor wie früher bei der Ausklinkung, weshalb auch die Zugstange genau wie vorhin höher ge-

hoben und weil hierdurch der Gleitbolzen *18* in die untere Schräge des Schlitzes *17* gelangt, auch der Schieber *19* wieder im Sinne des Pfeiles *X* angetrieben wird. Zugleich erhalten der Fallengriff und die Fallenstange ihre Sperrlage zurück, wodurch die zwischen der letzteren und der Stellscheibe während des Umlegens bestandene Kupplung gelöst wird. Der Verschlußschieber hat durch diesen Vorgang die in Fig. 7 dargestellte Lage erhalten, bei der nunmehr die (—) Verschlußelemente *24* in die Verzahnung eintreten und die Weiche festlegen können.

Selbstverständlich wickeln sich beim Rückstellen des Weichenhebels in seine Normallage genau dieselben Vorgänge ab, wie beim Stellen, nur in umgekehrter Reihenfolge; es erhält daher beim Ausklinken der Fallenstange zunächst der Verschlußschieber wieder die durch Fig. 6 erläuterte Signal- und Fahrstraßensperrlage, um erst nach erfolgtem Umlegen des Hebels und nach richtigem Einklinken der Fallenstange die in Fig. 5 dargestellte Grundstellung zurückzuerhalten, wobei die Fahrstraße und mit ihr das Signal wieder frei wird.

Es unterliegt keiner Schwierigkeit — was wohl als ein besonderer Vorzug gelten darf — bei der vorgeschilderten Anordnung die Verschlußelemente, ähnlich wie an senkrechten Verschlußregistern, in gleichen Abmessungen und ganz gleicher Form durchzuführen, wodurch natürlich der Uebersichtlichkeit wesentlicher Vorschub geleistet und

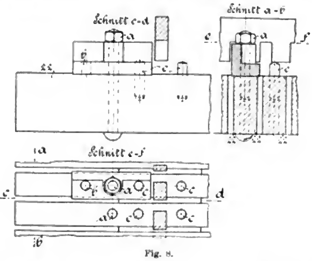


Fig. 8.

sowohl die Herstellung als die Benutzung und Ueberwachung sehr erleichtert wird. Verschlußelemente solcher Art zeigt Fig. 8. Ihre Befestigung an der Schubstange geschieht einerseits vermittels eines Stellstiftes *c*, hauptsächlich aber mit der durch die Stange (*22* in Fig. 5, 6 und 7) geführten Bolzenschraube *a*; davon hat die letztere den bei den Bewegungen der Schubstange allenfalls vorkommenden Druck oder Stoß aufzunehmen und wird hierin durch den Stellstift *c* unterstützt, dessen Hauptaufgabe es jedoch ist, Verdrehungen des Elementes hintanzuhalten. Um von vorhinein die leichte und sofortige Einschaltung von (+) oder (—) Elementen an ursprünglich unbenutzten Stellen oder auch die Umwechslung vorhandener (+) oder (—) Elemente in (—) bezw. (+) Elemente zu ermöglichen, ist beiderseits an allen Kreuzungsstellen der Verschlußstange mit dem Verschlußschieber in ersterer je ein Stellstift *c* dauernd eingesetzt und zur Verwendung bereit und je eine Bohrung für die Bolzenschraube *a* vorhanden, so daß das Element sowohl links als rechts vom Schieber (*19* in Fig. 5, 6 und 7) in gleicher Weise angebracht werden kann. Damit aber die Befestigung des Verschlußelementes diesseits wie jenseits des Verschlußschiebers sich ohne Umkehrung des ersteren bewerkstelligen läßt, was geboten sein kann, so sind auch im Fußstück des Elementes für die Unterbringung des Stiftes *c* in angemessener Entfernung von der Bohrung für *a* zwei symmetrisch angebrachte Bohrungen *b* vorgesehen, von denen natürlich immer das eine oder andere bestimmt ist, unbenutzt zu bleiben.

Es erübrigt schließlich auch noch das Verhalten des Weichenhebels hinsichtlich der Voraussetzung zu verfolgen, daß die Weiche, sei es in der Grundstellung, sei es in der umgelegten Stellung, aufgeschnitten wird. In einem solchen Fall löst sich zufolge des im Doppeldrahtzug der Weichenstellvorrichtung auftretenden Spannungsunterschiedes die Abscherklinke *13* von der Stellscheibe *5*, und letztere dreht sich der Drahtspannung folgend in der einen oder anderen Richtung so weit, bis sie mit dem Knaggen *32* oder *33* an den am Bocke *1* angebrachten Kraggen *34* stößt; hierbei hebt sie gleich zu Beginn ihrer Bewegung durch Vermittlung der herzförmigen Einziehung des auf der Scheibe angegossenen Kranzes *31* die Fallennase *25* aus der Rast *26* aus und bringt jene zwischen die beiden Scheibenkränze *31* und *28*, so daß eine weitere Aenderung in der Lage der Nase bezw. der Fallenstange *9*, welch letztere beim Aufwärtsgehen den Fallengriff *7* fest an den Stellhebel drückt, nicht mehr erfolgen kann. Natürlich übt diese Ausrückung der Fallenstange genau die nämliche Wirkung, als sei sie mit der Hand durchgeführt worden, d. h. die durch Vermittlung des Gleitbolzens *14* dem Hub oder Druck der Fallenstange folgende Zugstange *16* geht so weit hoch, daß der Gleitbolzen *18* in den mittleren Teil des Schlitzes *17* eintritt und sonach dem Verschlußschieber *19* die in Fig. 6 dargestellte Lage erteilt, bei welcher, wie schon früher in Betracht gezogen wurde, die vollkommene Fahrstraßen- bezw. Signalsperre besteht. Jedes Aufscheren kennzeichnet sich am Stellhebel durch Zerreißen eines Bleisiegelverschlusses *35*, der bis dahin die Abscherklinke und den Stellhebel verbunden hat und nach Herstellung des Normalstandes vom Ueberwachungsbeamten wieder angelegt werden muß. Ferner ist am oberen Rand der Stellscheibe *5*, genau hinter dem Stellhebel *4*, ein Schild *36* (vergl. Fig. 5, Schnitt *a b*) angebracht, das unter regelrechten Verhältnissen, von *4* gedeckt, nicht gesehen werden kann, dagegen sichtbar wird, sobald die Stellscheibe für sich allein eine Winkelbewegung macht. Auf diese Weise wird also auch der Stellwerkswärter auf die eingetretene Unordnung sofort und deutlich aufmerksam gemacht. Genau dieselben Vorgänge mit dem Ergebnis der Signalsperre nach Fig. 6 und dieselben Begleiterscheinungen, welche beim Aufschneiden der Weiche hervorgerufen werden, treten auch in dem Falle ein, wenn ein Draht der Doppelleitung reißt.

Der obengeschilderte Weichenstellhebel erfreut sich ersichtlichermaßen des Vorzuges, daß die Anbringung von Gelenksbolzen, wie sie beispielsweise bei Verschlußwinkelhebeln oder den parallel schwingenden Verschlußbalken vorkommen oder der Verwendung ähnlicher Konstruktionsteile, welche sich erfahrungsgemäß leicht abnutzen und dann Anstände veranlassen können, vermieden worden ist. Jener Weg, welchen der Verschlußschieber zurückzulegen hat, um den nach dem Ausrücken der Fallenstange und während des Umlegens des Stellhebels, dann beim Aufschneiden der Weiche oder endlich beim Reißen des Drahtzuges eintretenden Fahrstraßen- bezw. Signalverschluß zu bewirken, läßt sich leicht so groß anordnen, daß die Verläßlichkeit unter allen Umständen gesichert ist. Schwankungen in der Arbeit der Fallenstange, welche sich etwa beim Ein- oder Ausrücken ergeben, finden ihren sofortigen Ausgleich durch den Leerlauf des Gleitbolzens *18* im senkrechten Mittelstück des Schlitzes *17*. Da im allgemeinen nur größere Flächen zusammenarbeiten und alle jene Teile, welche Verwerfungen oder seitlichen Verbiegungen ausgesetzt sein könnten, durch gute Führungen sehr günstig geschützt sind, darf wohl auch auf eine geringe Abnutzung der Gesamtanordnung gerechnet werden.

(Fortsetzung folgt.)

Maschine zum Prüfen von Kalibern.[1])

Die von *P. E. Shaw* durchgebildete Maschine unterscheidet sich grundsätzlich von anderen derartigen Maschinen dadurch, daß der Augenblick, wo die richtige Einstellung der Fühlflächen erfolgt ist, auf elektrischem Wege angezeigt wird. So wird erreicht, daß stets eine genau gleich starke Berührung zwischen Kaliber und Fühlfläche eintritt, also das Gefühl des Arbeiters fast vollkommen ausgeschaltet wird.

Die Maschine hat äußerlich durchaus die Gestalt, wie sie zuerst *Whitworth* dieser Art von Vorrichtungen gegeben hat. Auf einem starken Bett stehen 2 Reitstöcke *R*, Fig. 1, welche die Fühlflächen *S* tragen und zwischen denen auf einem verstellbaren Tische *f* das Kaliber *d* befestigt werden kann. Fig. 1 zeigt nur den rechten Teil der Maschine, der linke Reitstock mit Zubehör ist als Spiegelbild des rechten hinzuzudenken. Während Fig. 2 eine Seitenansicht bietet, gibt Fig. 3 einen wagerechten Schnitt durch den rechten Reitstock wieder.

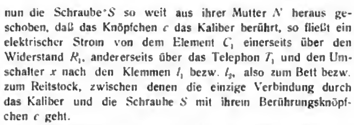


Fig. 1.

In den beiden Ständern *U* und *R* ist in den Futtern E_1 und E_2 die Mutter *N* gelagert, in der sich die Schraube *S* wagerecht verschieben kann. Während *N* nur eine Drehung auszuführen vermag, ist *S* hieran durch das Hebelsystem *q p* verhindert. An *U* sitzen nämlich Consolen *V*, auf denen der in *p* mit *S* verbundene und um diesen Punkt drehbare Hebel *q* gleiten kann (Fig. 3). Zwei über die Rollen r_1 und r_2 laufende, mit *q* verbundene Schnüre tragen die Gewichte t_1 und t_2 und üben auf diese Weise auf die Schraube *S* einen Zug aus, so daß sie immer nach rechts hin in die Mutter *N* hineingedrückt wird, also die Gewindegänge stets mit gleicher Stärke und derselben Fläche auf einander liegen. *N* stützt sich mit der Stahlspitze *n* gegen die eben abgeschliffene Schraube *m* und wird durch die Feder *F* in dieser Lage erhalten, die sich einerseits gegen den Vorsprung *O* der Mutter *N*, andererseits gegen die Schutzhülse *M* legt, die selbst wieder an dem Futter E_1 anliegt. Mit *N* ist ferner das Rad *Q* verbunden, das am Umfange eine Teilung trägt; der dazu gehörige doppelte Nonius *g* ist am Reitstock *R* angebracht. *R* selbst ruht auf einer Platte *W* und diese einerseits mit 4 Schrauben auf der V-förmigen Gleitbahn *X*, andererseits mit einer Schraube auf der ebenen Bahn *Y*. Durch Einstellen dieser 5 Schrauben kann dem Reitstock die richtige Lage zum Ganzen gegeben werden. Eine Glimmerplatte zwischen *R* und *W* sorgt für die Isolierung des ersteren gegenüber dem Bette. Aus der Platte *W* ragt nach vorn ein Balken V_1 heraus, auf dem eine Welle mit der Handkurbel *Z* und einem Schnurrädchen gelagert ist. Durch dieses kann Drehung des Rades *Q*, also Verschiebung der Schraube *S* erzielt werden. Das Kaliber *d* wird, wie schon bemerkt, auf dem Tische *f* befestigt, der auf dem Supporte *P b* mit der senkrechten Bewegung *h* und der wagerechten *a* ruht. Der Support ist an der hohlen Säule *A* befestigt; diese steckt auf einer senkrechten, dreikantigen Stange, welche auf dem Schlitten *k* angebracht ist; *k* liegt wiederum in der Nute *C* des Schlittens *D* und *D* ist in derselben Weise einstellbar auf das Bett aufgesetzt wie *W*. Wird nun die Schraube *S* so weit aus ihrer Mutter *N* heraus geschoben, daß das Knöpfchen *c* das Kaliber berührt, so fließt ein elektrischer Strom von dem Element C_1 einerseits über den Widerstand R_1, andererseits über das Telephon T_1 und den Umschalter *x* nach den Klemmen l_1 bezw. l_2, also zum Bett bezw. zum Reitstock, zwischen denen die einzige Verbindung durch das Kaliber und die Schraube *S* mit ihrem Berührungsknöpfchen *c* geht.

Der Umschalter *x* ist nach links oder rechts zu stellen, je nachdem die linke oder rechte Schraube zur Berührung gebracht ist. Der jeweilige Stand der Schrauben wird dann durch Ablesen der Skala S_2 mit Hilfe des Mikrometers M_1 und der Teilung auf dem Umfange des Rades *Q* mit Hilfe des Nonius *g* bestimmt. Da die Schraubensteigung $^1/_2$ mm bei einem Durchmesser von 1 cm beträgt, da ferner der Radumfang in 500 Teile geteilt ist und der Nonius $^1/_{10}$ eines solchen Teiles abzulesen gestattet, so kann man die Verschiebung der Schraube bis auf $\frac{1}{10\,000}$ mm = 0,1 μ genau bestimmen.

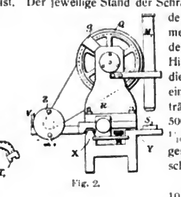


Fig. 2.

Um festzustellen, wie stark der Druck des Knöpfchens vorn an den Schrauben *S* auf das Kaliber sein muß, um eine Anzeige im Telephon zu erhalten, wurde gemäß Fig. 4 die eine Schraube mit einer Kappe versehen und zunächst mit dem Mikrometer genau beobachtet, in welcher Stellung eine Berührung eintrat. Es mußte dann noch eine Bewegung um 0,5 μ ausgeführt werden, ehe das Telephon ansprach, d. h. die normale Art der Messung eines Kalibers, wie sie oben geschildert ist, wird Werte ergeben, die um $2 \cdot 0{,}5\,\mu = 1{,}0\,\mu$ zu klein sind.

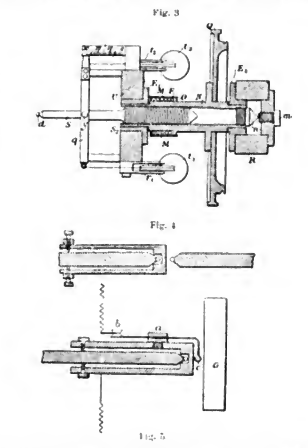


Fig. 3

Fig. 4

Fig. 5

Sollen nicht metallische Körper auf der Maschine untersucht, z. B. die Parallelität der beiden Flächen einer Glasplatte geprüft

[1]) Royal Society, London, Proceedings, 1906.

werden, so bedient man sich der in Fig. 5 gekennzeichneten Anordnung. Auf die Schrauben werden wieder, wie bei Fig. 4, Kappen aufgesetzt, welche kleine Ebenholzpflöcke *a* tragen. Durch diese ist ein Stahldraht hindurchgeführt, welcher einerseits in der Klemme *b*, andererseits in der Kugel *c* endet. Bei Bewegung der Schraube *S* wird diese Kugel gegen die Glasplatte gedrückt, legt sich daher an die Kappe an und ermöglicht so ein Zustandekommen des Stromkreises.

Ehe eine dieser Maschinen die Werkstatt verläßt, wird sie sorgfältigen Prüfungen unterzogen, über die unsere Quelle ausführlich berichtet. Wir wollen hierauf an dieser Stelle nicht weiter eingehen, sondern erwähnen nur noch, daß sich diese Untersuchung auf die folgenden Punkte bezieht:

1. Ist das Bett vollständig eben?
2. Sind die Achsen der Schrauben genau parallel zur Bettebene?
3. Liegen die Achsen der Schrauben in einer graden Linie und treffen sich die Berührungsknöpfchen beim Zusammenschieben wirklich in ihren äußersten Punkten?
4. Ist der tote Gang der Schrauben in den Muttern vollkommen aufgehoben?
5. Stehen die Tischbewegungen wirklich senkrecht zu der Bettachse?
6. Welchen Einfluß hat die Durchbiegung des Bettes auf die Genauigkeit der Messung? und
7. wie groß sind die Fehler, die durch Abweichung der Schraubenform von der mathematisch richtigen Gestalt hervorgerufen werden?

Namentlich der eigenartige Weg, wie die Beantwortung der letzten Frage mit Hilfe der Gesetze über die Interferenz der Lichtstrahlen stattfindet, dürfte besonderes Interesse hervorrufen. Doch müssen wir, wie gesagt, in dieser Beziehung auf unsere Quelle verweisen.

F. Mbg.

Kleinere Mitteilungen.

Drehscheibe mit Stoßrand.

Wie bekannt, haftet den polygonalen Lokomotivschuppen ein schwerwiegender Nachteil an, nämlich der Umstand, daß die verschiedenen Lokomotivstände nur mittels einer Drehscheibe erreichbar sind. Muß diese durch irgend einen Unfall außer Betrieb gestellt werden, so ist auch der Lokomotivschuppen jeder Gleisverbindung beraubt. Daß ein derartiges Vorkommnis zu höchst unliebsamen Betriebsstörungen Anlaß geben kann, braucht kaum erwähnt zu werden.

Oft recht langwierige Außerdienststellung einer Drehscheibe wird dadurch verursacht, daß eine Lokomotive in die Drehscheibengrube stürzt. Durch besonderen Bau der nachstehend beschriebenen Scheibe ist der Versuch gemacht, solchen Unfällen vorzubeugen. Dieselbe ist in Gebrauch auf der kürzlich errichteten holländisch-belgischen Grenzstation Baarle-Nassau, deren Anlagen vom bauleitenden Ingenieur *G. W. van Heukelom* in „De Ingenieur", 1906, No. 35, besprochen wurden.

Die Bewegung der Lokomotiven geschieht in der Nähe der Drehscheibe nur mit sehr beschränkter Geschwindigkeit; im allgemeinen wird gewartet, bis die Scheibe in den gewünschten Stand gebracht worden ist, obwohl es leider auch vorkommt, daß der Lokomotivführer seine Maschine langsam vorwärts bewegt, während der Heizer noch damit beschäftigt ist die Drehscheibe umzulegen. Ist der Heizer nicht schnell genug fertig, erreicht die Lokomotive zu bald den Grubenrand, oder hat der Führer sich infolge glatter Gleise verrechnet in dem Abstand, über welchen er meinte halten zu können, so ist das Unglück geschehen.

Die abgebildete Drehscheibe ist deswegen mit einem kreisförmig gezogenen eisernen Stoßrande ausgerüstet, welcher durch die Enden der Hauptträger und zweier Querträger unterstützt wird. Der Stossrand wird in wagerechtem Sinne durch ein eisernes Gitterwerk gestützt, dessen Hauptbalken in ungefähr radialer Richtung verlaufen. Dieser mit Eichenholz verkleidete Stoßrand reicht bis etwa 35 cm über die Gleisoberkante und ist nur bei den Mündungen des Drehscheibengleises unterbrochen. Ist die Drehscheibe also auf ein bestimmtes Zufuhrgleis eingestellt, so sind alle anderen nach der Scheibe führenden Gleise durch den Stoßrand gesperrt.



Fig. 1.

Sowohl der Drehzapfen wie der Zapfenkragen sind in außergewöhnlicher Weise zusammengesetzt und verstärkt, um etwaige auf den Rand ausgeübte Stöße ohne Schaden aufnehmen zu können.

An den Enden der Haupt- und Querträger sind Laufräder und außerdem an vier Stellen unter dem Stoßrande Stützen mit Stoßkissen angebracht, welche nur wenig Raum über dem

Laufgleise der Grube freilassen, um grosse Verbiegungen des Randes nach unten infolge etwaiger starker Stöße zu verhindern.

Durch den allgemeinen Bau der Drehscheibe ist das Eigengewicht verhältnismäßig hoch geworden, und zwar 67000 kg. Das ganze ist mittels eines Stahldeckels an zwei Hängebolzen aus weichem Stahl aufgehängt.

Die Drehscheibe ist für die größte Lokomotivgattung der holländischen Staatsbahnen berechnet, deren Gesamtgewicht etwa 110000 kg beträgt. Bei der Probe konnte die mit einer solchen Maschine belastete Scheibe ohne Anstand von einem Manne bewegt werden.

Aus der Praxis.

Boye's Schmiedeofen.

Bekanntlich werden im offenen Schmiedefeuer die Verbrennungsgase nicht nur unvollkommen ausgenutzt, sondern es wird auch das Werkstück trotz wiederholten Wendens nicht ordentlich durchgeglüht. Außerdem wird infolge Zuströmens von überschüssigem Wind die Zunderbildung befördert.

Trotz versuchter Zerteilung des Luftstrahles wird ferner bei backender Schmiedekohle Schlackenbildung nicht verhindert, welche wieder Nachteile für die Ofenform des offenen Herdes im Gefolge hat.

Fig. 1.

Um die vorbemerkten Nachteile zu vermeiden, baut die Firma *Brüder Boye* - Berlin Schmiedeöfen nach Fig. 1. Sie bestehen aus zusammengeschraubten gußeisernen Platten, die ein geschlossenes Ganzes bilden, welches mit feuerfesten und gewöhnlichen Formsteinen ausgebaut ist. Die seitlichen Oeffnungen *a* dienen zum Nachfüllen von Koks. Die vordere Oeffnung *b* wird durch eine Türe mit Schlitz von 600 mm Länge bei 140 mm Höhe, welcher zum Einlegen des Schmiedestückes frei bleibt, abgeschlossen.

Diese Abschlußtüre ist hohl und wird mit einem Wasserstrom gekühlt. Das ablaufende Kühlwasser wird noch durch die äußere kastenförmige Ofendecke geleitet, und diese so ebenfalls gekühlt.

Der Wind wird durch zwei, mittels Schieber regelbare Rohre in den Windkasten eingeführt, tritt durch den kippbaren Rost und das Brennmaterial, während der Abzug der Verbrennungsgase durch das durch die Mitte der Ofendecke geführte Rohr erfolgt. Dadurch, daß der innere geschlossene Ofenraum eine gewölbte Decke besitzt, wird bei wirtschaftlichem Betriebe eine durchgreifende und vollkommene Erwärmung des Werkstückes erreicht, wobei die Windmenge entsprechend geregelt und der Rost ohne Betriebsstörung jederzeit gereinigt werden kann. *Pre.*

Kollektor-Schleifmaschine.

Die moderne Gleichstrommaschine ist heute zu einer solchen Vollkommenheit gediehen, daß bei sachgemäßer Behandlung ein Funken im normalen Betriebe kaum vorkommt. Dazu ist es allerdings notwendig, daß dem Kollektor, als dem empfindlichsten Teil der Maschine, eine besonders sorgfältige Behandlung zuteil wird. Wo das nicht zutrifft, oder wo schwierige Betriebsverhältnisse, z. B. Vorhandensein von Feuchtigkeit, Säuredämpfe und dergl. unvermeidlichen Verschleiß des Kollektors herbeiführen, ist es notwendig, dem Kollektor durch sorgfältiges Abschmirgeln bezw. Abschleifen die anfängliche Sauberkeit und Glätte wiederzugeben.



Fig. 1.

Die nachstehend abgebildete, von den *Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerken*, Frankfurt a. M. gebaute Kollektor-Schleifmaschine ist eine Vorrichtung, die das Abschmirgeln des Kollektors in bequemer und sicherer Weise ermöglicht. Wie die Figur erkennen läßt, besteht die Vorrichtung in der Hauptsache aus einer Schmirgelscheibe, die durch einen von Hand betätigten Support auf einer Gleitbahn entlang geführt werden kann. Hinter der Supportspindel ist eine Trommel sichtbar, deren Länge gleich der des Supports ist. Diese Riementrommel wird von einem Elektromotor oder von einer Transmission angetrieben, wobei der Antriebsriemen durch die in der Figur auf der rechten Seite befindlichen Schlitze hindurchgeführt wird. Von der Riementrommel aus wird die Schmirgelscheibe durch einen zweiten Riemen in Umdrehung versetzt, der bei der Verschiebung der Scheibe in der Achsenrichtung auf der langen Riementrommel entsprechend weiter gleitet. *W.*

Lötmittel.

Dr. *M. Corsepius* berichtet über Dauerversuche mit *Tinollötungen* (*Küppers Metallwerke*, Köln a. Rh.). Manganin- und Nickelindrähte, die je zehn Lötstellen f. d. Meter besaßen, wurden mit 1,70 Amp. f. d. qmm Gleichstrom sechs Wochen hindurch belastet. Die nach dem neuen Verfahren hergestellten Lötstellen blieben frei von elektrolytischen Erscheinungen, bezw. irgend welchen sonstigen Corrosionen. *E. R.*

Zeitschriftenschau.

Eisenbahnwesen.

Der neue Hauptbahnhof in Hamburg. (*Rüdell.*) Die Gleise des neuen Hauptbahnhofs liegen in einem 6—7,5 m tiefen, 114 m breiten Einschnitt, die beiden das Gleis querenden Hauptstraßen sind mittelst eiserner Brücken übergeführt. Das Empfangsgebäude ist infolge Mangels an seitlichem Raum brückenartig quer über die Gleise gestellt. 12 Gleise, 6 Dienst- und 5 Personenbahnsteige sind vorhanden, deren östlicher dem Stadt- und Vorortverkehr dient; sie werden durch eine Mittelhalle von 72 m Spannweite und 36 m Höhe und durch zwei schmälere Seitenhallen überdacht. Die eigentliche Empfangshalle gliedert sich in die Haupteingangshalle, an der die Schalter und die Gepäckannahme liegen, eine Verbindungshalle, an die sich die Wartesäle mit ihrem Zubehör anschließen und eine Ausgangshalle mit der Gepäckausgabe. Von der Verbindungshalle führen Treppen zu den Bahnsteigen hinab. Die Gepäckannahme ist mit der Ausgabe durch einen Gang verbunden, in den 9 Gepäckaufzüge münden, außerdem sind 2 Gepäck-Förderbänder vorhanden. Das Profil der Binder der Mittelhalle steigt bis zu 22 m senkrecht empor und geht dann in einen gedrückten Spitzbogen über. Die Decken bilden ein riesiges spitzbogiges Tonnengewölbe. Die Seitenhallen sind senkrecht zur Achse der Mittelhalle gerichtet und im Scheitel 18 m hoch, die Mittelhalle erhält durch diese basilikale Grundrißanordnung hohes Seitenlicht. Das eigentliche Empfangsgebäude ruht auf dünnen eisernen Stützen zwischen den Gleisen

und besteht mit Ausnahme der äußeren Umfassungsmauer ganz aus Eisenfachwerk; die Eisenteile sind bei der architektonischen Ausgestaltung unverhüllt geblieben, die Flächen sind farbig behandelt. Zwei 45 m hohe schlanke Ecktürme flankieren die Seitenhallen. Die Kosten haben insgesamt 4 351 000 M betragen. 12 Abb. (Zentralblatt der Bauverwaltung 1906, S. 620—22, 632—33.) *S.*

Fahrgeschwindigkeiten auf deutschen Eisenbahnen. Folgende Höchstgeschwindigkeiten werden erreicht:

	Entfernung km	Mittlere Fahrgeschw. km Std.	Fahrzeit Std	Min
Berlin—Dresden	189	82,6	2	17
Berlin—Wittenberge	127	83,6	1	31
Berlin—Halle	162	88,2	1	50
Hannover—Stendal	151	84,4	1	47
Hamburg—Wittenberge	159	86,1	1	51
Karlsruhe—Freiburg	134	83,4	1	36
Freiburg—Oos	103	87,0	1	11
Freiburg—Offenburg	63	87,6	0	43
Karlsruhe—Mannheim	61	84,6	0	43

Die größte Geschwindigkeit wird demnach auf der Strecke Berlin—Halle und nicht mehr wie früher, auf der Strecke Hamburg—Wittenberge erzielt. (Zeitung d. Vereins deutscher Eisenbahnverwalt. 1906, S. 1379—1381.)

Fahrgeschwindigkeiten auf französischen Hauptlinien s. D. p. J. 1906, S. 766. *W.*

Elektrotechnik.

Elektrisierung der West Jersey und Seashore Eisenbahn. (Fortsetzung und Schluß von S. 830 Bd 321) Die 33 000 Volt Leitung ist durchweg doppelt ausgeführt, indem auf 13,7 m hohen Nußbaum-Holzmasten auf einem Querarm von 3,65 m Länge 4 und auf einem Querarm von 2,6 m Länge 2 Isolatoren befestigt sind; der Draht-Durchmesser beträgt 7,62 mm. Je 3 zusammengehörige Drähte sind in Form eines auf der Spitze stehenden gleichseitigen Dreiecks von 1,35 m Seitenlänge angeordnet. Die auf Eisenstiften sitzenden Isolatoren sind dreiteilig. Der oberste ist für sich mit 45 000 Volt, der vollständige Isolator mit 85 000 Volt 10 Min. lang geprüft. Die Mastentfernung beträgt 38 m, an Wegkreuzungen 30 m. Zum Schutz gegen atmosphärische Entladungen ist auf den Mastspitzen 2.4 m über den höchsten Leitungsdrähten ein siebenadriges Stahlseil von 8 mm Durchmesser befestigt, das an jedem fünften Mast geerdet ist; außerdem sind Blitzableiter angebracht.

Die zur Zuleitung des Gleichstroms dienende dritte Schiene hat den gleichen Querschnitt wie die Fahrschienen und ist alle 2,4 m auf Isolatoren aus Granitmasse verlegt, deren Länge 254 mm, deren Breite 140 mm und deren Höhe bis Unterkante Schiene 90 mm beträgt. Die Auflaufstücke sind aus Gußeisen hergestellt. Die Stöße der dritten Schiene sind durch doppeltes Kupferband mit massiven Enden von 25 mm Durchmesser leitend verbunden. Die Unterbrechungen der dritten Schiene an Wegübergängen sind durch Kabel überbrückt, die in asphaltierten Rohren mit Betonschutz verlegt sind. Um bei Unfällen nur eine möglichst kurze Strecke stromlos zu machen, ist in bekannter Weise eine Unterteilung der Schiene vorgesehen. Auf den Bahnhöfen sind hölzerne Schutzleisten angebracht. Als bemerkenswert wird hervorgehoben, daß auch auf den Endbahnhöfen mit mehreren Bahnsteigen die dritte Schiene verlegt ist und daß dies billiger und leichter auszuführen war, als das Anbringen einer Luftleitung.

62 Personenwagen und 6 zum Teil für Gepäck- und zum Teil für die Postbeförderung gebaute Wagen haben alle als Motorwagen dieselbe elektrische Ausrüstung. Die 58 sitzigen Personenwagen sind zwischen den Puffern 16,3 m, zwischen den Kopfschwellen 15 m lang; die Mitten der Drehzapfen sind 10 m von einander entfernt. Die Gesamthöhe beträgt 4,04 m über Schienenoberkante, das Gewicht des vollständig ausgerüsteten Wagens 40,4 t. Die Lichtleitungen der Wagen sind in galvanisierten Eisenrohren auf dem Wagendach verlegt. Zur Heizung sind in jedem Wagen 28 Apparate unter den Sitzen eingebaut, die je mittels zweier Spulen insgesamt 3 Heizstufen erzielen lassen. Von den beiden Drehgestellen jedes Wagens trägt nur das eine Motoren. Es wiegt ohne die letzteren 6,8 t; das andere wiegt 4,22 t. Der Raddurchmesser beträgt 915 mm, der der Achse zwischen den Rädern 178 mm. Neben der Handbremse ist die selbsttätige *Westinghouse*-Schnellbremse angebracht. Die beiden Motoren jedes Wagens sind 200 pferdig. Die Steuerung geschieht mittels elektrisch gesteuerter Einzelschalter, die alle selbsttätig in ihre Ausschaltstellung gehen, sobald der Wagenführer die Fahrkurbel losläßt. 38 Fig. (Street Railway Journal 1906, S. 928—940, 5 Fig. und (Electrical Rieview, New York 1906, S. 761—765.) *Pr.*

Lokomotivbau.

Neuere Lokomotivsteuerungen. (*Metzeltin.*) Die Nachteile der einfachen Schiebersteuerungen, nämlich langsames Oeffnen und Schließen der Dampfkanäle, ungünstige Kompressionsverhältnisse bei kleinen Füllunngen haben schon im Jahre 1844 die Doppelschieberanordnung mit Schwingensteuerung entstehen lassen. *Borsig, Clark, Stevens, Strong* haben neue Konstruktionen ausgeführt, doch ohne bleibenden Erfolg. Im Jahre 1901 hat *Nadal* durch Anwendung zweier Kolbenschieber, die durch eine *Heusinger*-Steuerung bewegt werden, die Dampfverteilung günstiger gestaltet. Der eine Kolben steuert den Dampfeinlaß, der andere nur den Dampfauslaß. Die Steuerung von *Young* ist die Vereinigung der *Stephenson*-Schwingenanordnung mit einer *Corliß*-Steuerung. Bei einer im Jahre 1903 erbauten Lokomotive mit 508 mm Zylinderdurchmesser wurde ein Dampfverbrauch von 8,7 kg/PSe i. d. Stunde erzielt. Der Dampfverbrauch einer gleichen Kolbenschieberlokomotive betrug 10,4 kg. Ob sich diese *Corliß*-Steuerung auf die Dauer bei den nun jetzt in Frage kommenden hohen Dampfspannungen bewähren wird, ist zweifelhaft. Bei der *Alfree-Hubbel*-Steuerung ist zwischen Schieberschubstange und Schieberstange eine Zahnradübersetzung eingeschaltet, wodurch schnelleres Oeffnen und Schließen des Schiebers erzielt ist. Ergebnisse bezüglich Dauerhaftigkeit bleiben abzuwarten. Bei einer Güterzuglokomotive der Lake Erie-Bahn wurde mit dieser Steuerung 5 v. H. Kohlen und 12 v. H. Wasser erspart. Bei der Steuerung von *Marshall* (England) wird eine Schwinge durch ein Doppelexzenter geradlinig hin und her verschoben. Die Wirkungsweise dieser Steuerung ist ähnlich wie bei der vorhergehenden, doch erscheint die Ausführung dauerhafter.

Weitere Verbesserung erstreckten sich auf den noch im großen Umfange verwendeten Flachschieber. Diese Schieber arbeiten unter recht erheblichem Druck bei einer Temperatur von 100—200° und bewegen sich bei Schnellzuglokomotiven mit einer Geschwindigkeit von 0,6—0,7 m/Sek. Sie neigen daher und aus anderen Gründen zum Fressen. Das Material des gußeisernen Schiebers muß weicher sein als das des Schieberspiegels. Gewöhnlich ist für den Schieber eine Festigkeit von 1200—1400 kg/qcm, für den Zylinder 1800—2400 kg/qcm vorgeschrieben. Ueber den zweckmäßigsten Baustoff für den Schieber gehen die Ansichten auch heute noch auseinander, so wird Gußeisen, Gußeisen mit Weißmetall, Rotguß und Phosphorbronze verwandt. Es ist nicht ausgeschlossen, daß die Wasserverhältnisse auf das Fressen des Schiebers einen bestimmenden Einfluß ausüben. An einer preuß. Schnellzuglokomotive ist beobachtet, daß der Schieber bei 80° um 1 mm sich wirft; die hohle Form hat Anfressen an den Kanten zur Folge, wenn der erwärmte Schieberspiegel sich nicht ebenfalls wirft.

Diese Nachteile suchte man seit 1870 durch Einführung des Kolbenschiebers zu vermeiden. Aber die Bauart der Kolbenschieber für Heißdampf wird immer verwickelter, erhebliche Dampfverluste oder große Reibungsarbeiten treten auf, wenn der Kolben mehr oder minder genau eingeschliffen wird.

Die Buchse, in der sich der Kolbenschieber bewegt, muß kräftig ausgeführt sein und nebst dem Schieber vor der Bearbeitung ausgeglüht werden.

Im Dampfmaschinenbau ist man immer mehr, namentlich seit der Einführung des Heißdampfes, zur Ventilsteuerung übergegangen. Besonders ist die *Lentz*sche Ventilsteuerung bekannt geworden, die 300 Umläufe i. d. Minute zuläßt. Bei unseren Schnellzuglokomotiven kommt aber nie eine größere Umlaufzahl als 300 in Frage.

	Triebrad-durchm. mm	Höchst-geschwin. km/Std	Umläufe i. d. Min.
$^{2}/_{4}$ gek. Heißdampflokomotive	2100	110	278
$^{2}/_{4}$ „ „	1600	90	290
$^{4}/_{4}$ „ Güterzuglokomotive	1350	50	196

Man hat es aber bis jetzt noch nicht gewagt, die Ventilsteuerung als Lokomotivsteuerung anzuwenden, trotzdem sehr viele Vorteile gegenüber einer Schiebersteuerung vorhanden sind: Dampfdichter Schluß, schnelles Eröffnen und Abschließen der Dampfkanäle, sehr geringe Abnutzung, geringe Reibungsarbeit, größere Sicherheit gegen Wasserschlag.

„Im Jahre 1905 wurde von der „*Hannover*schen *M. A. G.*“ zuerst eine alte $^{2}/_{3}$ gekuppelte Tenderlokomotive mit Ventilsteuerung, System *Lentz*, und mit einem *Pielock*-Ueberhitzer ausgerüstet. Die alte *Allan*sche Schwingensteuerung wurde beibehalten, die Zylinder mußten erneuert werden. Zu dieser Steuerung gehören 2 Einlaß- und 2 Auslaßventile, leichte gußeiserne Doppelsitzventile, deren Sitze nicht eingesetzt, sondern am Zylinder angegossen sind. Die Ventilspindeln besitzen Labyrinthdichtung. Das Einschleifen dieser Spindeln erfordert genaue Arbeit, da die Führung reibungsfrei und doch dampfdicht sein muß. Der auf die Ventile aufgeschraubte Kopf trägt eine Rolle, welche auf eine mit Hubbögen versehene Stange läuft. Diese ist an Stelle der Schieberstange getreten. Durch Hin- und Herbewegen dieser Hubbögenstange werden die 4 Ventile abwechselnd gehoben, während der Ventilabschluß durch Federn erfolgt. Nach einjährigem Betriebe waren Ventile und Spindeln ebenso dampfdicht, wie am Anfange. Versuche, bei denen die Heißdampf-Ventillokomotive mit einer genau gleichen Naßdampf-Schieberlokomotive in demselben Zugdienst fuhr, ergaben für die erstere eine Ersparnis an Wasser von 30,6 und an Kohle von 19,5 v. H. Die Ventilmaschine hatte dabei nur eine Dampfüberhitzung von 90°. Die Ersparnis an Kohlen durch Anwendung der Ventilsteuerung allein dürfte auf 6-8 v. H. geschätzt werden. Diese Erfolge haben die *Hannover*sche *M. B. G.* ermutigt, diese Steuerung auch bei einer $^{2}/_{5}$ gekuppelten vierzylindrigen Schnellzugslokomotive für 100 km/Std Geschwindigkeit und 270 Umdrehungen i. d. Min. auszuführen. Bei dieser in Mailand ausgestellten Lokomotive wurden mit Rücksicht auf einen etwas besseren Massenausgleich die Niederdruckzylinder nach innen, die Hochdruckzylinder nach außen verlegt. Je ein Hochdruck- und ein Niederdruckzylinder bilden ein Gußstück. Die *Lentz*sche Ventilsteuerung ist nur an den beiden Hochdruckzylindern angeordnet, die Niederdruckzylinder besitzen Kolbenschieber von 240 mm Bohrung. Die Steuerung ist nach dem System *Henninger-v. Borries* so eingerichtet, daß einer Hochdruckfüllung von 40 v. H. eine Niederdruckfüllung von 73 v. H. entspricht. Bei der gewöhnlichen Füllung von 40 v. H. erreicht man eine um 36 v. H. verminderte Dampfgeschwindigkeit, die dementsprechend einen kleineren Spannungsabfall zur Folge hat. Im März 1906 hat diese Lokomotive auf der Strecke Hannover—Dortmund meist schwere Schnellzüge zu befördern und dabei wurde eine Geschwindigkeit bis zu 112 km/Std mehrfach erreicht. (Anmerkung: Eine Beschreibung dieser Lokomotive befindet sich auch: Engineering 1906, S. 719-720 mit 9 Fig.)

Dieselbe Fabrik hat nun auch eine $^{3}/_{3}$ gekuppelte Tenderlokomotive mit liegender Ventilanordnung versehen. (Die bis jetzt beschriebenen Steuerungen haben senkrecht arbeitende Ventile). Diese Lokomotive besitzt außerdem eine neue schwingenlose Umsteuerung, Bauart *Lentz*. Bei ihr konnte die Zahl der bewegten Teile etwa auf die Hälfte verringert werden. Da die Stangen dabei verhältnismäßig lang sind $\left(\text{Exzenterlänge} : \text{Stangenlänge} = \frac{1}{54}\right)$ und da dieselben ziemlich wagerechte Lage besitzen, so entfällt der sonst merkliche Einfluß der endlichen Länge und der Einfluß des Federspieles der Achsen auf die Dampfverteilung. Die Steuerung der Ventile erfolgt hier durch Hubdaumen einer wagerechten Welle, welche durch die Steuerung eine schwingende Bewegung erhält.

Das Hauptbedenken, welches anfänglich gegen die Anwendung einer Ventilsteuerung bei Lokomotiven gehegt wurde, daß sie sich nicht für die hier in Frage kommenden hohen Umdrehungszahlen (und bei dem unruhigen Gang der Lokomotive) eigne, haben sich bis jetzt als unzutreffend erwiesen. Wie sich diese Neuerung weiterhin bewähren wird, und ob die wagerechte Ventilanordnung der senkrechten Anordnung vorzuziehen ist (was sehr fraglich erscheint), müssen aber erst langjährige Versuche entscheiden. 56 Fig. (Organ f. d. Fortschritte des Eisenbahnwes. 1906, S. 196—201, 219—223 und 239—244.) W.

Materialienkunde.

Farbbänder für Schreibmaschinen. *A. M. Doole* untersuchte 99 Proben von Farbbändern, von denen 49 neu und 40 von drei Wochen bis zu sieben Monaten in Gebrauch gewesen waren; 68 Bänder waren mit Kopiertinte getränkt. Sie stellten 43 Sorten aus 19 Fabriken dar.

30 von den Kopiertinten sollten unzerstörbare Abklatsche geben: die Farbe der Abklatsche war meist blau, in 11 Fällen rot. Ueber einen Teil der Farbbänder war *Klage* geführt worden, weil die Farbe klebte oder schmierte oder weil die Bänder zu viel Farbe auf einmal abgaben und die Typen verschmutzten, so daß diese gereinigt werden mußten; in anderen Fällen waren die Bänder ungleichmäßig getränkt, so daß die Schrift fleckig wurde. Manche Farbe, besonders das Rot, verblich schnell. Einige Bänder waren allmählich runzelig geworden und hatten sich an den Rändern gedehnt.

Die übliche *Gebrauchszeit* eines Bandes beträgt sechs bis acht Wochen: ein Band kann je nachdem für 264—2100 Seiten (109 000 - 630 000 Worte) ausreichen. Neben der Güte des Bandes hängt viel davon ab, wie die Schreibmaschine arbeitet und wie der Schreibende auf die Tasten schlägt.

Im Mittel betrug das *Gewicht* der Farbe $^{1}/_{4}$ vom Gewicht des Bandes. Im Mittel wog 1 qcm frischen Bandes 9,6 mg und nach der Abnutzung 9,3 mg. Auch bei Bändern derselben Sorte schwankte das Gewicht der Flächeneinheit oft um 20 bis 30 v. H.; an der Schwankung ist in erster Linie das Bandgewebe schuld, da der Stoff durchaus nicht gleichmäßig ist. Die *Festigkeits*unterschiede waren öfter bei ein und demselben Bande erheblich. Alte Bänder zeigten geringere Festigkeit, wohl weil die Farbe das Gewebe angegriffen hatte.

In der *Farbe* wurden Feuchtigkeit, Aschengehalt, Lampenruß, Farbstoff und Oel auf sinnreiche Weise ihren Mengen nach bestimmt. Es ergaben sich folgende Gehalte auf das Gesamtgewicht des Farbbandes berechnet:

		im Mittel
Feuchtigkeit	2,7 - 6,1 v. H.	4,0 v. H.
Asche	0,4—15,2 „	2,3 „
Lampenruß	0,9— 7,0 „	3,0 „
Farbstoff	3,3— 9,3 „	5,9 „
Oel	15,4—31,0 „	21,3 „
gesamte Farbe	20,7—46,0 „	33,4 „
Eigengewicht des Bandes	79,3—54,0 „	66,6 „

Bei Kopierbändern betrug der Rußgehalt nur 0,3 - 3,4 v. H., im Mittel 1,6 v. H.

Ein *Oelgehalt* von 22 v. H. scheint das richtige Maß zu sein; Bänder, die erheblich weniger Oel enthalten, haben geringere Dauer und verschmieren die Typen, so daß die Schrift fleckig wird. Der *Gesamtgehalt an Farbe* schwankte bei den gebräuchlichsten Sorten von 27 zu 38 v. H., ohne daß ein näherer Zusammenhang zwischen diesem Gehalt und der Güte des Bandes zu finden war. Bänder mit zu kleinem Farbgehalt arbeiten oft einige Zeit zufriedenstellend, aber nutzen sich zu rasch ab. Solche Bänder, die zu wenig *Oel* oder zu wenig *Farbstoff* enthalten, arbeiten selten gut; Mangel an *Ruß* setzt die Beständigkeit der Schrift herab. Von der Farbe werden nur 2—16,5 v. H. ausgenutzt; die Bänder, die am meisten Farbe abgaben, klexten leicht, weil die Farbe zu rasch floß. Ein Band, das doppelt so lange Zeit diente, als jedes andere Band, enthielt 13,5 v. H. nutzbarer Farbe; dieses Band besaß viel Feuchtigkeit und Farbstoff, aber nur wenig andere Zutaten.

Die *Dauerhaftigkeit der Schrift* war bei den Schriftbändern (record ribbons) meist gut. Kopierbänder, die Lampenruß enthielten, lieferten dauerhafte *erste* Schrift; die Abklatsche waren aber sämtlich unbeständig, weil kein Ruß übertragen wurde; in spätestens zehn Tagen verblich an der Sonne aller Farbstoff und die Schrift war unleserlich.

In Anbetracht dieser großen Unterschiede ist es notwendig, daß bestimmte Regeln für den Handel mit Farbbändern aufgestellt werden, besonders muß das Gewebe, das die Farbe trägt, in gleichmäßigerer Güte geliefert werden. (Chemical News 1906, S. 202—205.)

In *Preußen* sind schon vor mehreren Jahren auf Veranlassung des Justizministeriums zahlreiche Sorten von Farbbändern durch das Kgl. Materialprüfungsamt der Technischen Hochschule Berlin auf Widerstandsfähigkeit der Schrift untersucht worden.

Es ergab sich bei der Prüfung, daß nicht alle Farbbänder, die Ruß enthalten, dauerhafte Schrift geben, sondern nur solche, bei denen die Farbe so angerieben ist, daß der Ruß beim Schreiben in das Papier eindringt und sich in den Fasern ablagert.

Der preußische Justizminister hat verfügt, daß zu gerichtlichen Urkunden und Notariatsakten nur solche schwarzen Farbbänder verwendet werden, die das Materialprüfungsamt für gut befunden hat. Verlangt wird, daß die Schrift sich weder durch mechanische, noch durch chemische Mittel vom Papier entfernen läßt, ohne daß das Papier deutliche Spuren der Entfernung zeigt. Bei Anträgen auf Zulassung neuer Bänder ist ein Zeugnis des Materialprüfungsamtes beizulegen.

Durch Prüfung von Stichproben, die den Lieferungen an Behörden entnommen werden, wird die Güte der zugelassenen Farbbänder fortdauernd überwacht.

In dem Jahresberichte des Materialprüfungsamtes über das Betriebsjahr 1904 wurden 25 Farbbänder als brauchbar aufgeführt; unter diesen waren 9 in Deutschland hergestellt; fast alle anderen stammten aus Amerika. Dieses Ueberwiegen der ausländischen Erzeugnisse rührt daher, daß sich Amerika (und England) schon seit Jahrzehnten mit der Anfertigung von Farbbändern befaßt, während der Industriezweig bei uns noch verhältnismäßig jung ist.

Wie dieser Jahresbericht ersehen läßt, bringen folgende deutsche Geschäfte unter deutschem Namen brauchbare Farbbänder in den Handel:

1. Dr. *Adolf Heinemann* in Worms („Aktenband").
2. *Aug. Leonhardi* in Dresden („Schreibmaschinenband", „*Stolzenberg*-Farbband").
3. *Molineus & Komp.* in Barmen („Diamant", „Adler", „Justizia").
4. *Carl Schütte* in Berlin („*Schütte*-Band").
5. Dr. *Wenzlik* in Köln („Deutsches Farbband").
6. *Wilhelm Brauns* in Reichenberg (Böhmen).

Der Jahresbericht des Prüfungsamtes für 1905 macht die höchst erfreuliche Angabe, daß die deutschen Farbbänder schon jetzt den amerikanischen an Güte mindestens gleichkommen.

Arndt.

Bücherschau.

Monographien über chemisch-technische Fabrikationsmethoden. Band I. Der *Fabrikchemiker*, seine Ausbildung und Stellung. Von *L. Max Wohlgemuth*, literarisch-wissenschaftlichem Beirat in der chemischen Fabrik *Th. Goldschmidt*, Essen a. Ruhr. Halle a. S., 1906. Verlag von Wilhelm Knapp. 30 Seiten, Preis M. 1,—.

Der Verfasser gibt eine gute Uebersicht der mannigfachen Ansichten, die über den Ausbildungsgang des technischen Chemikers in den letzten Jahren öffentlich ausgesprochen worden sind. Hier, wie bei der Erörterung der Gehaltsansprüche, die ein jüngerer Chemiker machen darf, hält *Wohlgemuth* die richtige Mitte zwischen unberechtigter Hoffnungsfreudigkeit und Schwarzmalerei. Ich würde mich freuen, wenn der Verfasser seine gesunden Anschauungen über den Unterricht ein andermal ausführlicher darlegte. *Arndt.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Beitrag zur Theorie der Röhrentunnels kreisförmigen Querschnittes. Von Dr. techn. *Fritz Steiner*, Konstrukteur an der k. k. deutschen technischen Hochschule in Prag. Sonderdruck aus der „Oesterreich. Wochenschrift für den öffentl. Baudienst". Heft 26, 1906. Prag, 1906. J. G. Calve (Josef Koch). Preis geh. M. 1,20.

Lehr- und Uebungsbuch der Differentialrechnung. Für mittlere technische Lehranstalten, Realgymnasien, Oberrealschulen usw., sowie zum Selbststudium von Dr. *Heinrich Grünbaum*, Lehrer der Mathematik am Rheinischen Technikum zu Bingen. Zweite verbesserte Auflage. Würzburg, 1907. J. Frank (L. Lazarus).

Der Grundbau. Nach den Vorträgen, gehalten am Finnländischen Polytechnischen Institute in Helsingfors von *M. Strukel*, Prof. der Ingenieurwissenschaften. Zweite Auflage. Mit 118 Abb. und 36 Tafeln. Leipzig, 1906. A. Twietmeyer. Preis einschließlich Atlas M. 18,—.

Der Brückenbau. Nach den Vorträgen gehalten am Finnländischen Polytechnischen Institute in Helsingfors von *M. Strukel*, Prof. der Ingenieurwissenschaften. Atlas II. Teil. Enthaltend 41 Tafeln mit zahlreichen systematisch geordneten Beispielen aus der Praxis über die beweglichen und steinernen Brücken, nebst Inhaltsverzeichnis, Quellenangaben und kurzer Erläuterung der Abbildungen. Leipzig, 1906. A. Twietmeyer. Preis M. 10.

Konstruktionslehre der einfachen Maschinenteile. Von Professor Dr.-Ing. *O. von Grove*. Mit 390 Abb. und 28 Tafeln Zeichnungen in Mappe. Leipzig, 1906. S. Hirzel.

Atlas zur Konstruktionslehre der einfachen Maschinenteile. Von Prof. Dr.-Ing. *O. von Grove*. Zweiter Teil. Leipzig, 1906. S. Hirzel.

Moderne Transmissionen. Maschinenfabrik und Mühlenbauanstalt *G. Luther*, Aktiengesellschaft, Braunschweig.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 7. **Berlin, 16. Februar 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Graphodynamische Untersuchung einer Heusinger-Joy-Steuerung.

Ein Beitrag zur Erkenntnis der Bewegungsverhältnisse der Steuerungsgetriebe.

Von Dipl.-Ing. **Eduard Dafinger**, München.

(Fortsetzung von S. 83 d. Bd.)

Fig. 4. Gegeben ist die Geschwindigkeit des Punktes B; gesucht werden die Geschwindigkeiten der Punkte C und E. Punkt E liegt auf der geometrischen Verbindungslinie von B mit C. Zuerst ist der Pol des bewegten Systems $B\,E\,C$ aufzusuchen. Der Polstrahl von B ist schon aus Fig. 3 bekannt und der von C ist der Hebel $C\,D$ selbst. Der Schnittpunkt P dieser beiden Polstrahlen ist der gesuchte Pol, der mit E verbunden wird. $P\,E$ ist dann der Polstrahl von E. Man zieht durch den Endpunkt B', der lotrechten Geschwindigkeit von B, eine

Fig. 4.

Parallele zu $B\,C$, und diese wird auf $P\,E$ und $P\,C$ die lotrechten Geschwindigkeiten $E\,E'$ und $C\,C'$ abschneiden. Diese Geschwindigkeiten werden senkrecht zu ihren Polstrahlen so angetragen, daß sie dem durch B_v gegebenen Drehsinn des Systems um P entsprechen.

Bei richtiger Durchführung der Konstruktion müssen die Endpunkte von B_v, E_v und C_v auf einer Geraden liegen, die durch den Endpunkt von E_v im selben Verhältnis geteilt wird wie $C\,B$ durch den Punkt E. Umgekehrt könnte auch diese Kontrolle zur Aufsuchung von E_v bei gegebenem B_v und schon bestimmten C_v benutzt werden.

Fig. 5. Gegeben ist die Geschwindigkeit des Punktes E; gesucht wird die Geschwindigkeit des Punktes F. Der Hebel $F\,G$ dreht sich um den festen Punkt G. Der Pol des Systems $E\,F$ ist der Schnittpunkt der beiden Polstrahlen von E und F. Ersterer ist schon aus Fig. 4 bekannt und der letztere kann nur $F\,G$ selbst sein. $E\,E'$ ist die lotrechte Geschwindigkeit von E. Durch ihren Endpunkt E' wird eine zu $E\,F$ parallele Gerade gezogen, die den Polstrahl von F in F' schneidet. $F\,F'$ ist dann die lotrechte Geschwindigkeit des Punktes F, die um 90° so verdreht werden muß, daß sie mit E_v den gleichen Drehsinn des Systems $E\,F$ um P ergibt. F_v ist der Größe und Richtung nach die gesuchte Geschwindigkeit des Punktes F.

Die weiteren Steuerungsteile (s. Fig. 1), bestehend aus der Hängestange $K\,I$, der Schubstange $I\,L$, der Mitnehmerstange $N\,O$, dem Voreilhebel $M\,N$ und schließlich der Schieberstange mit Schieber stellen ein Getriebe vor, bei welchem ein doppelter Bewegungsantrieb stattfindet; nämlich der Antrieb, der durch den mit dem Kreuzkopf fest verbundenen Punkte O erfolgt und der Antrieb, der dem Getriebe durch die Kulisse erteilt wird. Nach *Grove* (Handbuch für spezielle Eisenbahntechnik von *Heusinger*, II. Auflage, Bd. 3, S. 612) kann man die Bestimmung der Geschwindigkeiten hier in der Weise lösen, daß man jede Bewegung für sich selbst behandelt. Man denke

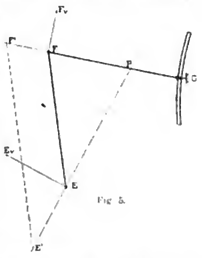


Fig. 5.

sich vorerst eine der Bewegungen ausgeschaltet, z. B. den Punkt O festgehalten und bestimmt die Geschwindigkeiten der Steuerungsteile, die von der Bewegung der Kulisse herrühren. Hernach denke man sich die Kulisse festgehalten und bestimmt die Geschwindigkeiten im Getriebe, die von dem Antrieb, der durch den Kreuzkopf erfolgt, herrühren.

Dadurch erhält man an jedem Punkte zwei Geschwindigkeiten, deren Resultierende die Geschwindigkeit des betreffenden Punktes ist für den Fall, dass beide Bewegungen gleichzeitig erfolgen.[1] Im Gegensatz zum ersten Teil des

[1] Diese Zerlegung in zwei Bewegungen, die dann wieder die Zusammensetzung aller betreffenden Geschwindigkeiten aus je zwei Komponenten erfordert, kann vermieden werden und zwar in der Weise, daß man die lotrechte Geschwindigkeit von L als Schnittpunkt von zwei geometrischen Oertern bestimmt.

Betrachtet man zuerst das Getriebe $K\,I\,H\,T\,G$ für sich, so ist in demselben nur die lotrechte Geschwindigkeit $T\,T'$ von T gegeben. Bekanntlich ist dann der geometrische Ort für die lotrechte Geschwindigkeit von L eine Gerade, deren Bestimmung in der Weise erfolgt, dass auf dem bekannten Polstrahl $I\,K$ zwei vorläufige beliebige Pole der Stange $I\,L$ angenommen werden. Für jeden dieser vorläufigen Pole kann eine lotrechte Geschwindigkeit von L bestimmt werden. Die Verbindungslinie der End-

ganzen Steuerungsgetriebes, umfassend die Stangen $B\,C$, $C\,D$, $E\,F$ und die Kulisse, bei dem von der Kurbel ausgehend die Bewegung jedes Teiles einzeln in einer Figur bestimmt wurde, wird es hier bei dem zweiten Teil des Getriebes, umfassend die Stangen $K\,I$, $I\,L$, $M\,N$, $N\,O$ und die Schieberstange mit Schieber, nötig, wegen der Aufsuchung der verschiedenen Polstrahlen die sämtlichen Stangen auf einmal zu behandeln.

Fig. 6. Gegeben ist die Geschwindigkeit F_v des Hebels, der die Kulisse bewegt. Es sollen die Geschwindigkeiten der Punkte H, I, L, M und N gesucht werden unter der vorläufigen Annahme, daß der Kreuzkopfpunkt O sich in Ruhe befindet, also zum festen Punkt wird, um den sich die Mitnehmerstange $N\,O$ dreht. Außer diesem Hebel und der um K drehbaren Aufhängestange $K\,I$ sind noch die bewegten Systeme $I\,H\,L$ und $M\,L\,N$ vorhanden, deren Pole P_2 und P_1 sich wie folgt bestimmen. Der Pol der Stange $M\,N$ ist P_1 als der Schnittpunkt des Polstrahles von N, das ist $N\,O$, und des Polstrahls von M, das ist das Lot in M auf der Bahn des gerade geführten Punktes M. P_1 mit L verbunden gibt $P_1\,L$ als den Polstrahl des Punktes L, der dem System $M\,N$ angehört. Von dem System $I\,H\,L$ sind die beiden Polstrahlen von I und L bekannt. Ersterer ist $K\,I$ und letzterer die oben gefundene Linie $P_1\,L$. P_2 ist der Schnittpunkt dieser beiden Polstrahlen und somit der Pol des bewegten Systems $I\,H\,L$. P_2 wird dazu benutzt, um den Polstrahl von H anzugeben; doch bringt die Getriebeanordnung es mit sich, daß P_2 sehr weit hinausfällt. Man bestimmt deshalb P_2H in der Weise, daß man eine zu $I\,L$ parallele Gerade zwischen den Polstrahlen $I\,P_2$ und $L\,P_2$ im gleichen Verhältnis teilt, in welchem der Punkt H die Stange $I\,L$ teilt. Die Verbindungslinie dieses Teilpunktes mit H ist dann der gesuchte Polstrahl von H.

Bei der Bestimmung der Geschwindigkeiten wird zuerst die Geschwindigkeit des Steines H gesucht. Der Punkt H erhält seine Bewegung von der Kulisse; er wird sich also mit ihr und — da er frei beweglich in derselben gleiten kann — auch auf ihr bewegen. Gemäß der ersteren Bewegung sei seine Geschwindigkeit H_v' und gemäß der letzteren H''_v. H'_v ist leicht zu bestimmen, da F_v bekannt und

$$H'_v = F_v \cdot \frac{G\,H}{G\,F},$$

wobei unter $G\,H$ nicht der Kulissenbogen, sondern die Sehne zu verstehen ist. H'_v muß senkrecht auf $G\,H$ stehen und mit F_v im gleichen Sinne um G drehen. Die Geschwindigkeit H''_v ist ihrer Größe nach noch unbekannt. Man kennt nur ihre Richtung, das ist die Tangente an die Kulissenkrümmung im Punkte H. Wird im Endpunkte von H'_v eine parallele Gerade zu dieser Tangente gezogen, so erhält man einen geometrischen Ort für H_v', die Geschwindigkeit von H. Ferner ist auch noch die Richtung von H_v' bekannt; denn diese Geschwindigkeit muß senkrecht auf dem Polstrahl $P_2\,H$ stehen. Auf dieser Richtung von H_v' schneidet der oben erwähnte geometrische Ort die Geschwindigkeit H_v' der Grösse und der Richtung nach ab.

$H\,H' = H_v'$ auf dem Polstrahl $P_2\,H$ abgetragen ist die lotrechte Geschwindigkeit des Punktes H. Eine durch H' zu $I\,L$ gezogene Parallele schneidet auf den Polstrahlen von I und L die lotrechten Geschwindigkeiten $I\,I'$ und $L\,L'$ der Punkte I und L ab. Diese werden senkrecht zu den Polstrahlen so angetragen, daß sie der durch $H_{v'}$ gegebenen Drehrichtung des Systems $I\,L$ um den Pol P_2 entsprechen. Durch L' wird ferner eine parallele Gerade zu $M\,N$ gezogen, die auf $M\,P_1$ und $N\,P_1$ die lotrechten Geschwindigkeiten $M\,M'$ und $N\,N'$ abschneidet. Diese letzteren senkrecht zu ihren Polstrahlen und unter Berücksichtigung des durch $L_{v'}$ gegebenen Drehsinn des Systems $M\,N$ um P_1 eingetragen, geben die gesuchten Geschwindigkeiten $M_{v'}$ und $N_{v'}$.

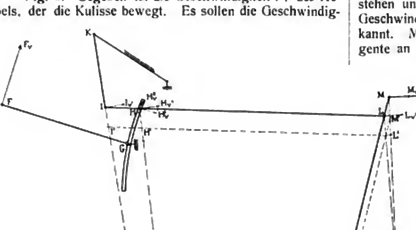


Fig. 6.

Fig. 7.

Fig. 7. Die in Fig. 6 betätigte Aufsuchung der Geschwindigkeit $H_{v'}$ kann auch noch in anderer Weise geschehen. Man ersetzt die Kulisse durch ein Glied $H\,T$, welches im Krümmungsmittelpunkt T der Kulisse mit dem Gliede $F\,G\,T$ und in H mit dem Gliede $I\,L$ drehbar verbunden ist. Dadurch ist der Punkt H gezwungen, genau dieselbe Bewegung auszuführen, als ob er durch die Kulisse geführt würde. Die Geschwindigkeit T_v des nunmehrigen Gelenkpunktes T ist senkrecht auf $G\,T$ und bestimmt sich ihrer Größe nach aus der Gleichung:

punkte dieser so erhaltenen lotrechten Geschwindigkeiten ist ein geometrischer Ort für die wirkliche lotrechte Geschwindigkeit $L\,L'$ von L. Dieselbe Konstruktion kann auch bei dem Getriebe $O\,N\,M$ angewendet werden, bei welchem die lotrechte Geschwindigkeit von O gegeben ist. Dadurch wird ein weiterer geometrischer Ort für die lotrechte Geschwindigkeit von L erhalten. Mit der Bestimmung der lotrechten Geschwindigkeit von L ist auch der Polstrahl von L gegeben und die Konstruktion der Geschwindigkeiten der übrigen Gelenkpunkte bietet keine Schwierigkeiten mehr.

$$T_v = F_v \cdot \frac{G\,T}{G\,F}.$$

Der Polstrahl von T ist der um G drehbare Hebel $G\,T$ und der Polstrahl von H ist schon aus Fig. 6 bekannt. Wird T_v auf $G\,T$ abgetragen, so hat man in $T\,T'$ die lotrechte Geschwindigkeit von T, durch deren Endpunkt T' eine zu $T\,H$ parallele Gerade gezogen wird. Diese schneidet auf dem Polstrahl von H die lotrechte Geschwindigkeit $H\,H'$ ab. Die übrigen Geschwindigkeiten $I_{v'}$, $L_{v'}$, $M_{v'}$ und $N_{v'}$ werden wie in Fig. 6 gefunden.

Die zuletzt durchgeführte Aufsuchung von $H_{v'}$ ist umständlicher als die zuerst in Fig. 6 gegebene, da ein neues Hilfsgetriebe eingeschaltet werden muß. Sie ist hier vorzunehmen, da bei der späteren Bestimmung der Beschleunigungen die Einführung des Hilfsgetriebes nötig wird.

Fig. 8. Gegeben ist die Geschwindigkeit des mit dem Kreuzkopf R fest verbundenen Punktes O. Es sollen die Geschwindigkeiten der Punkte I, H, L, M und N gesucht werden unter der Annahme, daß die dem Getriebe durch die Kulisse erteilte Bewegung = Null ist. Man denkt sich für einen Moment die Kulisse festgehalten und in O nur die Kreuzkopfbewegung eingeleitet. Bei Einführung des in Fig. 7 erläuterten Hilfsgetriebes würde dadurch T ein fester Punkt werden.

Fig. 8 a.

Fig. 8.

Die Pole der bewegten Systeme $N\,L\,M$ und $I\,H\,L$ bestimmen sich wie folgt. Der Punkt I dreht sich um K und der Punkt H um T; somit sind $K\,I$ und $T\,H$ die Polstrahlen von I und H. Der Pol P_2 des Systems $I\,H\,L$ ist dann der Schnittpunkt von $K\,I$ mit $T\,H$, und $P_2\,L$ muss der Polstrahl des Punktes L sein. M wird als Punkt der Schieberstange gerade geführt; sein Polstrahl ist somit ein Lot in M auf der Bewegungsrichtung. Der Schnittpunkt dieses Lotes mit dem Polstrahl $P_2\,L$ gibt in P_1 den Pol des bewegten Systems $M\,L\,N$. $P_1\,N$ ist dann der Polstrahl des Punktes N. Schließlich wäre noch der Polstrahl des Punktes O anzugeben, der ein Lot in O an der Kreuzkopfgleitbahn sein muss.

Die Geschwindigkeit $O_v = R_v$ ist bekannt und wird auf dem Polstrahl von O abgetragen. Durch den Endpunkt O' der lotrechten Geschwindigkeit $O\,O'$ wird eine zu $N\,O$ parallele Gerade gezogen, die auf $P_1\,N$ die lotrechte Geschwindigkeit $N\,N'$ des Punktes N abschneidet. Zieht man ferner durch N' eine Parallele zu $N\,M$, so schneidet diese auf den Polstrahlen von L und M die lotrechten Geschwindigkeiten $L\,L'$ und $M\,M'$ der Punkte L und M ab. Eine weitere zu $I\,L$ parallele Gerade durch L' würde auf $I\,P_2$ und $H\,P_2$ die lotrechten Geschwindigkeiten von I und H geben. Die Anordnung des Getriebes bringt es aber mit sich, daß diese Werte bei allen Kurbelstellungen so klein werden, daß eine rechnerische Bestimmung der graphischen vorzuziehen ist. Man berechnet $I_{v''}$ und $H_{v''}$ aus den Gleichungen

$$I_{v''} = L_{v''} \cdot \frac{I\,P_2}{L\,P_2} \text{ und } H_{v''} = L_{v''} \cdot \frac{H\,P_2}{L\,P_2}.$$

Der Pol P_2 ist stets zugänglich, weshalb die Werte von $I\,P_2$, $H\,P_2$ und $L\,P_2$ aus der Zeichnung entnommen werden können. In Fig. 8a sind diese kleinen Geschwindigkeiten in hundertfacher Vergrößerung eingetragen, da sie in der Hauptfigur schwer erkennbar sind.

Aus den lotrechten Geschwindigkeiten werden, wie in den vorhergegangenen Figuren, die gerichteten Geschwindigkeiten wieder durch Verdrehen der lotrechten um 90° gefunden. Die gesuchten Geschwindigkeiten der Punkte I, H, L, M und N sind dann $I_{v''}$, $H_{v''}$, $L_{v''}$, $M_{v''}$ und $N_{v''}$.

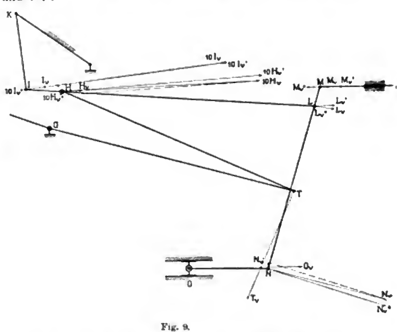


Fig. 9.

Fig. 9. Die in Fig. 7 und 8 gefundenen Geschwindigkeiten der Gelenkpunkte I, H, L, M und N sind, wie oben dargelegt, nur Komponenten der wirklichen Geschwindigkeiten. In Fig. 9 sind diese Komponenten zu ihren Resultierenden zusammengesetzt, die dann ihrer Größe und Richtung nach die Geschwindigkeiten der betreffenden Punkte darstellen, wenn beide Antriebsbewegungen durch Kulisse und Kreuzkopf gleichzeitig erfolgen. Wegen der Kleinheit der Werte von $I_{v'}$ und $H_{v''}$ sind dieselben auch in der Fig. 9 zehnmal vergrößert eingezeichnet. Es ist I_v die Geschwindigkeit des Punktes I, H_v die Geschwindigkeit des Steins H, L_v die Geschwindigkeit des Punktes L, M_v die Geschwindigkeit des Punktes M und N_v die Geschwindigkeit des Punktes N.

Damit wäre der erste Teil der Aufgabe gelöst. Auf Grund der obigen Erläuterungen ist es möglich, für jede beliebige Kurbelstellung die Geschwindigkeit von jedem Punkte des Steuerungsgetriebes anzugeben; d. h. ihre Größe und Richtung zu bestimmen, und somit Grundlagen zu gewinnen, auf denen die Beschleunigungen der Punkte und anschliessend die Trägheitskräfte der Getriebeteile aufgesucht werden können.

(Fortsetzung folgt.)

Ergebnisse neuerer Dauerversuche an Metallen.

Von **E. Preuß.**

Vor etwa Jahresfrist beschrieb Herr *Wazau* in dieser Zeitschrift neuere englische Dauerversuchsmaschinen.[1] Er sah damals im allgemeinen von der Mitteilung von Versuchsergebnissen ab, weil noch keine genügende Anzahl von Versuchen vorlag, um hinreichend sichere Schlüsse zu ziehen. Im Verlauf des letzten Jahres sind nun einige Veröffentlichungen erfolgt, deren Ergebnisse nachstehend zusammengefaßt werden sollen. Zwar sind auch diese neuen Versuchsreihen immerhin noch ziemlich spärlich, doch dürfte die Mitteilung ihrer Ergebnisse trotzdem willkommen sein, da unsere Kenntnis über das Verhalten von Metallen bei Dauerbeanspruchung im wesentlichen immer noch auf den bereits $3^1/_2$ Jahrzehnte zurückliegenden Versuchen *Wöhlers* beruht und die neuen Versuche manche neuen Gesichtspunkte gezeitigt haben.

Fig. 1. Schematische Darstellung der Maschine nach Reynolds.

Aus den letzten fünf Jahren liegen Mitteilungen über Dauerversuche an Metallen vor von *Smith*,[2] *Gardner*,[3] *Rogers*,[4] sowie von *Stanton* und *Bairstow*[5]. Da, wie bereits erwähnt, in dieser Zeitschrift schon ausführlich über die bei diesen Versuchen verwendeten *Maschinen* berichtet worden ist, so genügt hier eine kurze Zusammenfassung des dort gesagten.

Die von *Smith*, sowie von *Stanton* und *Bairstow* benutzten Maschinen sind nach dem in Fig. 1 schematisch dargestellten, von *Reynolds* angegebenen Gedanken gebaut.

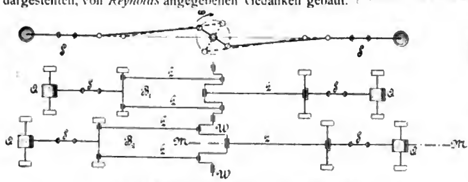


Fig. 2. Schematische Darstellung der Stanton-Maschine.

Der Probestab a ist zwischen der Geradführung eines Schubkurbelgetriebes und der Masse m eingebaut. Bei Bewegung des Schubkurbelgetriebes erhält der Probestab infolge der Trägheit der Masse m abwechselnd Zug- und Druckspannungen, deren Größe von der Masse m, der Geschwindigkeit und dem Kurbelradius abhängig ist. Die von *Smith* benutzte Maschine ist stehend angeordnet.

Fig. 2 stellt schematisch die von *Stanton* und *Bairstow* verwendete, liegend gebaute Maschine dar. Der Vollständigkeit halber sei in Fig. 3 auch noch die neue Maschine von *Smith* nochmals wiedergegeben, die entgegen den früheren Maschinen den großen Vorteil besitzt, daß der Probestab keine räumliche Bewegung ausführt.

Gardner und *Rogers* haben ihre Versuche mit Maschinen angestellt, die nach Art der *Wöhler*schen Maschinen

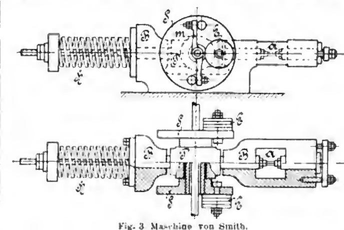


Fig. 3. Maschine von Smith.

gebaut waren, bei denen der Probestab sich dreht und während der Drehung belastet wird, so daß sich der Stab durchbiegt und jede Stelle des Stabes abwechselnd gleich große Zug- und Druckspannungen erhält.

Die benutzte Lastwechselzahl ist bei den einzelnen Forschern sehr verschieden. *Smith* wendete 1500—2500, *Stanton* und *Bairstow* 800, *Rogers* 400 Lastwechsel i. d. Minute an. *Gardners* Abhandlung enthält keine Angaben über die Lastwechselzahl.



Fig. 4. Probestab von Smith, Durchmesser 6,3 mm.

1. *Versuchsergebnisse von Smith.* Die von *Smith* benutzten Probestäbe zeigt Fig. 4. Die Stäbe wurden vorgedreht und dann mit einer Schmirgelscheibe auf den gewünschten Durchmesser von 6,3 mm nachgeschliffen. Das Abdrehen einiger Stäbe wurden mit besonders groben Spahn und das Nachschleifen mit der Schmirgelscheibe absichtlich recht nachlässig ausgeführt. Diese Stäbe zeigten jedoch keine schlechteren Versuchsergebnisse als die sorgfältig bearbeiteten. Ein Teil der Probestäbe wurde in einem Gasofen bis zur Rotglut erhitzt und bei dieser Wärme $^1/_2$ Stunde geglüht. Das Abkühlen erfolgte in 10—12 Stunden. Beim Einbau der Stäbe wurden besondere Vorsichtsmaßregeln getroffen, um Beanspruchung der Stäbe auf Verdrehung zu vermeiden.

Untersucht wurde Flußeisen, Gußstahl, Lowmooreisen und Gußeisen.

Da nicht alle Versuchsreihen ohne Unterbrechung ausgeführt werden konnten, war es nötig, den Einfluß der

[1] D. p. J. 1905, Bd. **320**, S. 481. Diesem Aufsatz sind die Fig. 1—5 entnommen.

[2] On a Throw-Testing Machine for Reversals of Mean Streß, Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Bd. 199, S. 265. — Engineering 3. III. 1905.

[3] Effects caused by the Reversals of Stresses in Steel, The Journal of the Iron and Steel Institute 1905, S. 481.

[4] Heat Treatment and Fatigue of Steel, The Journal of the Iron and Steel Institute 1905, S. 486.

[5] On the Resistance of Iron and Steel to Reversals of Direct Streß, Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Bd. 166, Teil 4. Engineering 17. II. 1905. Revue de Métallurgie 1906, Heft 7, S. 445.

Betriebspausen auf das Ergebnis zu untersuchen. Zu diesem Zweck wurden mehrere Versuche mit geglühtem und ungeglühtem Flußeisen wie folgt durchgeführt. Nachdem einige Stäbe etwa mit der Hälfte der Lastwechsel, die sie nach den Ergebnissen der Vergleichsversuche ohne Betriebspause bis zum Bruch ausgehalten haben würden, beansprucht waren, wurden sie 3, 5, 11 und 120 Tage sich selbst überlassen. Es zeigte sich, daß bei kurzer Betriebspause keine Beeinflussung der Versuchsergebnisse eintrat. Bei monatelangen Pausen scheint eine leichte Erholung des Materials, d. h. Vermehrung der zum Bruch erforderlichen Anzahl der Lastwechsel stattzufinden, jedoch genügt die geringe Anzahl der Versuche noch nicht für ein abschließendes Urteil.

Smith hat sich hauptsächlich damit befaßt, den Einfluß der Lastwechselzahl[6]) auf die Arbeitsfestigkeit σ_A festzustellen. Er gibt hierüber eine Anzahl von Tabellen, die von *Wazau* in dem Schaubilde Fig. 5 durch Kurven dargestellt sind, getrennt nach den vier verschiedenen Schwunggewichten Q. Zu beachten ist, daß innerhalb jeder dieser Kurven die Lastwechselzahl von der rechten bis zur linken Seite des Schaubildes, d. h. von $z = 10^6$ bis $z = 0$ ständig zunimmt, da ja mit demselben Schwunggewicht ständig wachsende Spannungen erzeugt wurden. Für die Bruchwechselzahl $z = 10^6$, d. h. also um einen Bruch nach 1000000 Spannungswechseln oder praktisch genommen, überhaupt nicht mehr zu erzielen, mußten die Lastwechselzahlen n und Spannungen σ (Tab. 1) angewandt werden.

Tabelle 1.

Geglühtes Flußeisen			Geglühter Gußstahl		
Q kg	σ kg/qcm	n	Q kg	σ kg/qcm	n
5,64	1915	1790	5,64	2200	1875
8,48	2590	1740	8,48	2350	1700
11,31	2800	1610	11,31	2820	1610
19,9	3240	1315	19,9	3150	1280

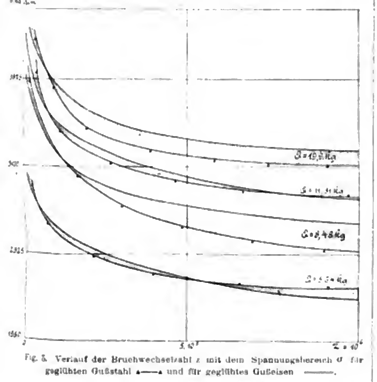


Fig. 5. Verlauf der Bruchwechselzahl z mit dem Spannungsbereich σ für geglühten Gußstahl ▲——▲ und für geglühtes Gußeisen ———.

Die Werte σ in dieser Tabelle geben die Summe der Zug- und Druckspannung, denen das Material bei einem Lastwechsel ausgesetzt war, da der Stab gemäß der Bauart der Maschine bei einer vollen Umdrehung stets Zug- und Druckspannungen erhält. Die Zugspannung war bei diesen Versuchen etwa gleich dem 1,14 fachen der Druckspannung.

Beim einmaligen Zugversuch mit diesem Material hatten sich die Werte (Tab. 2) ergeben:

Tabelle 2.

	Flußeisen	Gußstahl
Streckgrenze σ_S kg/qcm	2710	6250
Bruchgrenze σ_B kg/qcm	3900	9150
Bruchdehnung δ_B v. H.	30	3,8

Man sieht aus dem Vergleich der beiden Tabellen, daß bei allen diesen Versuchen, bei denen das Material zu Bruche ging, die Arbeitsfestigkeit σ_A beim Gußstahl stets weit unter der Streckgrenze lag, beim Flußeisen jedoch nur bei einigen Versuchen. Es sei hier noch besonders betont, daß diese Angaben nicht verallgemeinert werden dürfen, da sie sehr stark von der Art des Materials, seiner Zusammensetzung und seinem Zustand, von der Lastwechselzahl und, wovon weiter unten noch die Rede sein wird, von der Form des Probestabes abhängig sind, da Probestäbe mit allmählichen Querschnittsübergängen wesentlich andere Werte ergeben als Stäbe mit schroffen Uebergängen.

Fig. 5 bringt ferner deutlich zum Ausdruck, daß bei *höheren Lastwechselzahlen* (1500—2500 i. d. Minute) der Gußstahl trotz höherer Zugfestigkeit, bedingt durch den höheren Kohlenstoffgehalt, bei Dauerbeanspruchung dem Flußeisen nur bei niederen Lastwechselzahlen überlegen ist.

Smith setzt die Ergebnisse seiner Versuche in Vergleich mit denen von *Wöhler*[7]) und *Baker*[8]). Bei der Verschiedenartigkeit der untersuchten Materialien kann man diesem Vergleich keinen allzu hohen Wert beimessen. Immerhin ergaben die Versuche von *Wöhler* und *Baker* wesentlich höhere Arbeitsfestigkeiten, was mit ihrer viel geringeren Lastwechselzahl (50—80 i. d. Minute) leicht zu erklären ist.

Der Bruch der Probestäbe erfolgte bei den Versuchen von *Smith* ohne wesentliche Dehnung und ohne Querschnittsverminderung. Einige Stäbe zeigten sogar eine wahrscheinlich kurz vor dem Bruch aufgetretene Vergrößerung des Durchmessers.

Eine Anzahl von Versuchen hat *Smith* durchgeführt, um zu untersuchen, ob Stäbe, die bereits längere Zeit der Dauerbeanspruchung unterworfen und darauf wieder ausgeglüht waren, durch dieses Ausglühen bei weiterer Dauerbeanspruchung insgesamt eine größere Bruchwechselzahl erreichen würden. Soweit sich bei der geringen Zahl der Versuche übersehen läßt, wirkt das Ausglühen schädlich, indem es die Bruchwechselzahl des Stabes herabsetzte.

2. *Versuchsergebnisse von Gardner. Gardner* hat verschiedene Versuchsstäbe aus Stahl im elektrischen Ofen bis auf 950° erhitzt. Die einzelnen Reihen wurden dann allmählich bis auf 900°, 850°, 800°, 750°, 700°, 650°, 600° und 550° abgekühlt und nach Erreichen dieser Wärmegrade in Wasser von 12° abgeschreckt, um den Stahl in dem ihm bei den genannten Wärmestufen eigentümlichen Gefügezustand zu erhalten. Die Dauerversuche ergaben die Werte (Tab. 3):

Tabelle 3.

Abgeschreckt bei	550°	600°	650°	700°	750°	800°	850°	900°
σ_A	29,6	41,8	44,8	60,2	70,0	71,8	76,2	74,8

[6]) Unter *Last*wechselzahl n ist im folgenden stets die Anzahl der Spannungswechsel (voller Umlauf der Maschinenwelle) in einer Minute verstanden, unter der *Bruch*wechselzahl z die Summe aller bis zum Eintritt des Bruches vom Probestab ausgehaltenen Spannungswechsel.

[7]) Zeitschrift für Bauwesen 1860, S. 583; 1863, S. 233; 1866, S. 67; 1870, S. 73.

[8]) Transactions of American Society of Mechanical Engineers, Bd. 8, S. 157.

Trägt man sie zu einem Schaubilde auf, so erhält man nach *Gardner* einen aus 3 Geraden zusammengesetzten Linienzug *A, B, C, D* (Fig. 6)[9]. Die Knickpunkte dieses

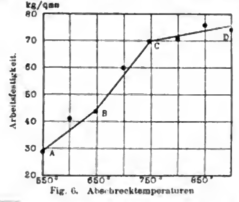


Fig. 6. Abschrecktemperaturen

[9]) Unseres Erachtens ist der Sache durch die geknickte Linie Zwang angetan; durch einen kontinuierlichen Linienzug wäre eine bessere Darstellung der Ergebnisse gegeben. Die Redaktion.

Linienzuges stehen nach *Gardners* Ansicht wahrscheinlich mit den Umwandlungspunkten des Eisens in Zusammenhang. Je nach dem Kohlenstoffgehalt besteht das Eisen oberhalb der eutektischen Linie aus reinem Martensit oder Ferrit und Martensit, und zwar liegt der Beginn der Ausscheidung von Ferrit je nach dem Kohlenstoffgehalt zwischen 900° und 700°. Die höchste Festigkeit zwischen den Punkten *C* und *D* würde demnach dem reinen Martensit zukommen. Die Strecke zwischen *B* und *C* entspricht der bereits begonnenen Ferritausscheidung innerhalb des Martensits. Die Festigkeit des Materials ist geringer geworden, da Ferrit eine bedeutend geringere Festigkeit als Martensit besitzt. Die Strecke *A B* bedeutet die bereits vollendete Umwandlung des Materials zu Perlit. Die Festigkeit ist hier am geringsten, da der Perlit aus nebeneinanderliegenden Ferrit- und Martensitlamellen besteht.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber einige eisenbahnsignal-technische Neuigkeiten.

Von **L. Kohlfürst.**

(Fortsetzung von S. 90 d. Bd.)

In weiterer Ausgestaltung der *zwangläufig gesteuerten Blockfeldauslösungen* (vergl. D. p. J. 1905, S. 440 usw.) führen die *Wiener Südbahnwerke* seit vorigen Jahres für den gemeinsamen Betrieb mit Gleich- und Wechselströmen geeignete Einrichtungen aus, welche mit den gewöhnlichen *Siemens-Halske*schen Blockfeldern fast in allen Teilen übereinstimmen. Wesentliche und ganz eigenartige Abweichungen bestehen jedoch darin, daß der Auslöserechen *z* (Fig. 9—12) nicht dreieckige, sondern nahezu rechteckige

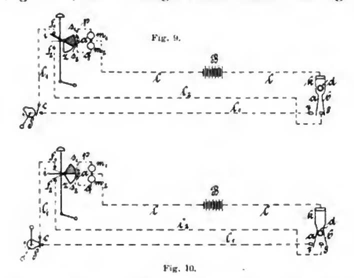


Fig. 9.

Fig. 10.

Zähne hat und von seiner Drehachse bezw. vom ganzen Block vollkommen isoliert ist, sowie daß auch die beiden mit den Elektromagnetspulen m_1 bezw. m_2 durch Zuführungsdrähte *p p p* bezw. *q q q* (Fig. 9, 10 und 11) verbundenen Schneiden s_1 und s_2 isoliert in den Anker *a* eingesetzt sind und daher beim Eingreifen in den Rechen zu diesem eine leitende Verbindung herstellen. Eine weitere Kontaktvorrichtung vermittelt die Fortsetzung des Stromweges vom Zahnrechen *z* zu einer der beiden Leitungen l_1 oder l_2 (Fig. 9, 10 und 13), je nachdem ein im Rechen eingesetzter Kontaktstift *i* (Fig. 9—13) die eine oder die andere der im Gestelle angebrachten Federn f_1 oder f_2 berührt.

Diese Anordnung ist bestimmt vorwiegend für Auslösevorrichtungen Verwendung zu finden, bei welchen die Blockung, wie bei den gewöhnlichen Wechselstromblockwerken mittels eines von Hand anzutreibenden Siemensinduktors durchzuführen ist, dessen Wechselströme über alle beiden hintereinander geschalteten Elektromagnetspulen laufen, wogegen die Entblockung durch Batterieströme be-

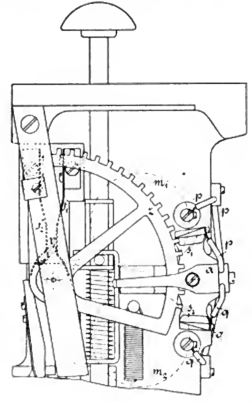


Fig. 11.

wirkt wird, welche der fahrende Zug hervorruft und die abwechselnd nur über die eine oder die andere Magnetspule gelangen und wie Fig. 9 und 10 ersehen lassen, über den Rechen *z* in die Leitung l_1 oder l_2 eintreten. Der bei den Entblockungsströmen erforderliche Wechsel der Spulen m_1 und m_2 wird, vermöge der schon eingangs erwähnten Anordnung des einen Rechenkontaktes durch

die Schneiden s_1 und s_2 beim abwechselnden Eingriff in die Zähne des Rechens besorgt. Durch die diesen Weg nehmenden Ströme treten ganz gleiche Hin- und Herschwingungen des Ankers *a* ein, wie bei der Betätigung des Elektromagnetes mittels Wechselströmen, weil ersichtlichermaßen die Schaltung derart durchgeführt ist, daß die jeweilig in den Rechen eingreifende und den Stromweg herstellende Schneide s_1 und s_2 mit jener Elektromagnetspule in Verbindung steht, deren Polschuh die nächstfolgende Ankerbewegung zu bewirken hat, wodurch das Ankerspiel besonders gesichert wird, weil der zum Ankeranziehen erforderliche Strom bei jeder der beiden Ankerlagen so lange andauert, bis sich das Umwerfen der Ankerzunge richtig vollzieht.

Während der in Fig. 12 gekennzeichneten Grundstellung ist die Auslösevorrichtung geblockt, d. h. die Verschlußstange liegt tief, ebenso der Rechen *z*; dagegen befindet sich die Druckstange in der Hochlage, in welcher sie von der Sicherheitsklinke festgehalten wird.

Fig. 12.

Gleichzeitig besteht ein Stromweg vom Rechen *z* zur Feder f_1, da letztere den Stift *i* berührt, wogegen die Feder f_2 isoliert bleibt. Das Fensterchen des Blockfeldes *zeigt schwarz*. Bei der während dieser Grundstellung bestehenden in Fig. 9 schematisch dargestellten Stromlaufanordnung kann ein Schluß der Batterie *B* nicht stattfinden, weil die das Blockfeld mit dem Streckenstromschalter *k* verbindenden Leitungen *l*, l_1 und l_2 zwischen der Kontaktfeder *a* und dem Stromschlußstück *7*, ferner im Stellwerkskontakt *c* und schließlich im Blockfeld beim Auslöserechen *z* zwischen *i* und f_2 unterbrochen sind. Der Streckenstromschalter *k* hat die seinerzeit in D. p. J. (1905, S. 442) ausführlich beschriebene Einrichtung; sobald das erste Räderpaar eines Zuges auf *k* gelangt, wird die Grundstellung (Fig. 9), bei welcher der Stromweg *a*, *7* unterbrochen und *b*, *8* geschlossen ist, in die in Fig. 10 gezeichnete Arbeitslage gebracht, bei welcher *a* und *7* in Berührung treten, *b* und *8* hingegen außer Kontakt gelangen. Wenn dann der Zug den Streckenstromschalter völlig überfahren hat und seine letzte Radachse *k* verläßt, geht der den Kontaktwechsel bewirkende Rollendaumen *d* wieder hoch und *k* gewinnt demzufolge die ursprüngliche Ruhestellung wieder zurück. Hierzu kommt noch zu bemerken, daß unter den Umständen, welche die Fig. 9—13 hinsichtlich der Anwendung des in Rede stehenden Blockfeldes — als Auslösevorrichtung — voraussetzt, das Signalstellwerk in bekannter Weise den Kontakt *c* schließt, wenn das Signal für *Freie Fahrt* gezogen ist, wie in Fig. 10 und 13, wogegen während der normalen Haltlage des Signals (Fig. 9) der Stellwerkskontakt *c* keinen Stromübergang gewährt.

Angenommen, es würde nun das Signal *S* auf *Freie Fahrt* gestellt und der Zug, welchem damit die Fahrt erlaubt worden ist, beim Streckenstromschalter *k* angelangt sein, so tritt in *k* die Arbeitstellung

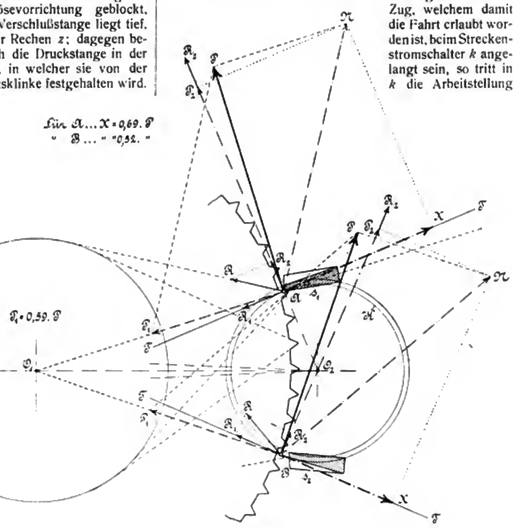


Fig. 13.

(Fig. 10) ein; es findet sonach ein Strom von *B* (Fig. 12) seinen Weg über *l*, m_1, *5*, *4*, *s*, *z*, *i*, f_1, l_1, *c*, *7*, *a* und *k* seinen Weg, der sich nach Umwerfen der Ankerzunge in *l*, m_2, *2*, *1*, s_2, *z*, *i*, f_1, l_1, *c*, *7*, *a* und *k* umwandelt und in gleicher Weise abwechselnd über m_1 oder m_2 verläuft, bis der Rechen *z* seinen halben Weg zurückgelegt hat, in welchem Augenblick die Berührung zwischen *i* und f_1 aufhört, weil diese Feder durch einen am Gestell isoliert angebrachten Stift *v* (vergl. auch Fig. 11) aufgehalten wird, während *i* bereits die Feder f_2 erreicht hat und nun die letztere berührt. Dank dieser Aenderung im Zahnrechenkontakt hört nunmehr der die Ankerbewegungen bewirkende Strom auf, denn nebst der zwischen *l* und l_1 entstandenen Unter-

brechung bleibt ja auch, so lange der Zug den Streckenstromschalter befährt, die von f_2 zur Batterie führende Leitung l_2 bei b 8 unterbrochen. Während der eben in Betracht gezogenen in Fig. 10 schematisch dargestellten Halbstellung des Rechens z befindet sich die Verschlußstange des Blockfeldes noch in der Tieflage, ebenso bleibt die Sicherheitsklinke eingeklinkt, weshalb also eine Gebrauchsnahme der Druckstange verwehrt ist.

Erst wenn der Zug über k hinweggelangt und der Streckenstromschalter die in Fig 12 gezeichnete Ruhelage zurückerhält, tritt B neuerdings in Wirksamkeit, indem ihr Strom über l, dann abwechselnd über m, 5, 4, s oder m_2, 2, 1, s_2, ferner über z, i, f^2, l_2, 8, b, k einen geschlossenen Weg findet. Die hierdurch erzeugten Schwingungen der Ankerzunge veranlaßt den Rechen z seinen

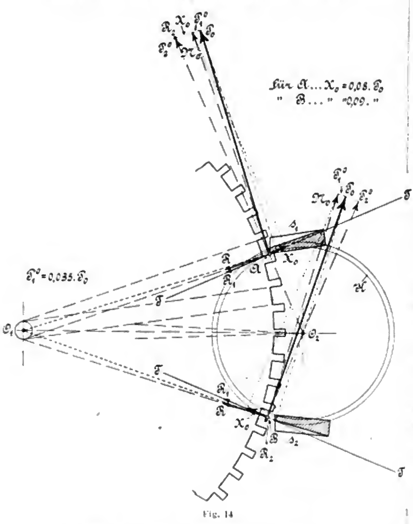


Fig. 14

Weg nach aufwärts wieder aufzunehmen und so lange fortzusetzen bis er seine Endstellung (Fig. 11) erreicht, in welchem Zeitpunkte zunächst die Ankerschneide s_2 und unmittelbar hinterher s_1 den Eingriff in die Zähne des Rechens verliert und sonach jede weitere Stromgebung von selbst aufhört. Zu Ende dieses Vorganges hat die halbdurchfeilte Achse des Rechens die Verschlußklinke sowie die Verschlußstange freigegeben, wodurch auch die Sicherheitsklinke ausgehoben und sonach die Freimachung des Blockfeldes in gewöhnlicher Weise vollzogen wurde. Hierbei hat sich das schwarze Fensterchen in *weiß* umgewandelt.

Nunmehr läßt sich die Druckstange benutzen und es können, nachdem mit derselben die Stromwege 1, 2 (Fig. 12) und 4, 5 gelöst und dafür 2, 3 und 5, 6 hergestellt worden sind, für Entblockung anderer Felder, zu Ueberprüfungen oder für sonstige Arbeitsleistungen mittels des Induktors Wechselströme in die Linie L_1, L_2 entsendet werden, welche unter einem als ihre Hauptaufgabe die Blockung des bedienten eigenen Feldes durchführen, indem sie über 6, 5, m_2, m_1, 2, 3 ihren Weg nehmen müssen und sonach in gewöhnlicher Weise die Tieflage des Rechens festlegen. Hierbei ist das weiß gewesene Fensterchen der zurückgewonnenen Normallage des Blockfeldes entsprechend wieder *schwarz* geworden.

Gelegentlich der weiter oben erwähnten Besprechung der Einrichtung zwangläufig gesteuerten Blockfeldauslösungen (D. p. J. 1905, S. 440) ist hervorgehoben worden, daß die bei diesen Anordnungen zur guten Kontaktgebung zwischen Rechen und Ankerschneiden erforderlichen rechteckigen oder vielmehr etwas trapezförmigen Zähne vermöge dieser Form der verläßlichen Arbeit nennenswerten Vorschub leisten und sich hierin günstiger erweisen als die sonst im allgemeinen verwendeten dreieckigen Rechenzähne. Ueber das Nähere dieses Verhältnisses hat nun vor kurzem Professor *R. Edler* am k. k. Technologischen Gewerbemuseum in Wien auf dem Wege graphischer Statik Feststellungen durchgeführt, welche als erste theoretische Untersuchung eines der wichtigsten Teile des *Siemens*schen Blockverschlußes besonderes Interesse erwecken. Die Lösung der Aufgabe erfolgte mit Hilfe der in Fig. 13 und 14 dargestellten Konstruktionszeichnungen, worin als Grundlage nur ein Stück des Rechenzahnkranzes und die beiden Schneiden s_1 und s_2 der Hemmung am polarisierten Anker dargestellt erscheint. Für beide Zahnformen ist dieselbe gegenseitige Lage, genau die gleiche Größe und der gleiche Weg für die beweglichen Teile angenommen. Ebenso erstreckt sich beiderseits die Untersuchung lediglich auf das Kräftespiel in der Tieflage des Rechens bei gesperrter Riegel- (Arretierungs-) Stange, da nur in dieser Stellung der auf der Druckstange gleitende Schlitten unter dem Einflusse der gespannten Schlittenfeder den Rechen hochzudrehen sucht und eben nur unter dieser Voraussetzung sich durch das unbeabsichtigte Aufwärtslaufen des Rechens ein bedenklicher Anstand ergeben könnte.

Bei dem in Fig. 13 behandelten Fall der Dreieckzähne überträgt die gespannte Schlittenfeder auf den Rechen eine Kraft, welche man auf den Berührungspunkt A oder B zwischen Zahnbogen und Ankerschneide reduzieren kann; diese im richtigen Verhältnis der Hebelarme reduzierte Kraft P wirkt in der Richtung der Tangente, die im Punkte A (oder B) an den Zahnbogen gelegt werden kann und erhielt im graphischen Entwurfe die Abmessung von 100 mm. Werden zuerst die Verhältnisse beim Eingriff der oberen Ankerschneide s_1 (Fig. 13) geprüft, so kann man die im Punkte A wirkende Umfangkraft in zwei Komponenten zerlegen, von denen die eine N senkrecht zur Zahnfläche die zweite P_1 hingegen in der Richtung des Rechenhalbmessers gelegt ist, so daß letztere auf die Ankerschneide keine Wirkung ausübt, sondern lediglich von der Lagerachse O_1 aufgenommen wird. Die Kraft N läßt sich ihrerseits wieder in zwei Komponenten P_2 und X zerlegen, derart, daß P_2 durch die Ankerachse O_2 aufgenommen wird und daselbst lediglich den Lagerdruck erhöht, während die Kraft X in der Richtung der Tangente T T im Punkte A an jenen Kreis wirkt, der von der Spitze A der Ankerschneide s_1 bei der pendelnden Bewegung des Ankers beschrieben wird.

Eben diese Kraft X ist es also, welche rechtshin wirkend die obere Ankerschneide nach rechts auszuwerfen strebt und derselben wirken nachstehende Kräfte entgegen: a) die magnetische Zugkraft des polarisierten Elektromagnetankers; b) die auf den Kreis K reduzierte Reibung in den Körnerspitzen des Ankers; c) die in der Richtung T T fallende Komponente R_1 des Reibungsbetrages R zwischen Ankerschneide und Zahnbogen; endlich d) allenfalls das Uebergewicht des Ankers, falls sein Schwerpunkt nicht

genau in die Drehachse O_2 liegt, doch kann diese Einflußnahme in Anbetracht seiner Außergewöhnlichkeit und Geringfügigkeit unberücksichtigt werden. Von den angeführten Gegenkräften ist die unter a angeführte von dem magnetischen Zustand des Ankers abhängige Ankeranziehung wohl die wichtigste und einzig maßgebende; sie wird sich bei Schwächung des Ankermagnetismus wesentlich herabmindern können. Dagegen darf die im Verhältnisse der Hebelarme reduzierte unter b angeführte Reibung mit Rücksicht auf das Größenverhältnis der Hebelarme und der Geringfügigkeit der Reibung in den Ankerkörnerspitzen kaum irgendwie von Einfluß gelten. Was aber die unter c genannte Kraft R anbelangt, so läßt sich dieselbe in Fig. 13 aus dem Normaldruck N bestimmen, da $R = fN$ ist und der Koeffizient f für die Reibung zwischen Stahl und Messing reichlich mit 0,20 angenommen werden darf. R kann in zwei Komponenten R_1 und R_2 zerlegt werden, von denen nur die erstere der Kraft X entgegenwirkt, während R_2 in die Richtung von P_2 fällt.

Wie nun aus Fig. 13 ersehen werden kann, beträgt rücksichtlich des Punktes A die Größe der Kraft X, im Maßstab der Kraft P ausgedrückt, 69 mm, so daß sich $X = 0{,}69\ P$ ergibt. Genau dieselbe Kräftezerlegung, welche vorhin für den Punkt A Anwendung fand, nunmehr für den Punkt B durchgeführt, ergibt rücksichtlich des Angriffpunktes B der unteren Ankerschneide s_2 die Kraft X mit 52 mm, d. h. $X = 0{,}52\ P$. Wendet man die gleiche Untersuchungsweise für die Viereckzähne (Fig. 14) an, so stellt sich unter Zugrundelegung derselben Umfangskraft, die hier lediglich zur leichteren Unterscheidung statt mit P mit P_0 (100 mm) bezeichnet worden ist, hinsichtlich des Punktes A die schädliche Kraft X_0, welche die Hemmung zu beseitigen sucht, mit 0,08 mm heraus, d. h. hier ist $X = 0{,}08\ P_0$. Bei der unteren Ankerschneide s_2 (Fig. 14) wirkt die Kraft X_0 sogar nach einwärts, so daß von ihr die Hemmung nicht nur nicht ausgeworfen, sondern sogar festgehalten wird; die Größe von X_0 beträgt dabei, ausgedrückt im Maßstab der Kraft P_0, bloß 9 mm, so daß sich $X_0 = 0{,}09\ P_0$ herausstellt. Durch diese Ergebnisse und den einfachen Vergleich, der für die Dreieckzähne gefundenen X-Werte mit den X_0-Werten, die sich für die Viereckzähne ergeben, erscheint die namhafte Ueberlegenheit der letztgenannten Zahnform gegenüber der erstangeführten in Bezug auf zufällige Verschlußlösungen, welche etwa — beispielsweise beim Unmagnetischwerden der Ankerzunge — durch unbeabsichtigte Drehung des Zahnrechens herbeigeführt werden könnten, zweifellos festgestellt.

(Schluß folgt.)

Dampferzeugung mit flüssigen Brennstoffen.

Welch außerordentlichem Interesse dieser Gegenstand überall begegnet, dafür legt unter anderem die Patentliteratur aller Kulturvölker Zeugnis ab. Unzählbar sind alle jene Zerstäubungseinrichtungen und Brennerkonstruktionen, die man darin vorgeschlagen findet. Zweifellos kann man hier von einer ganz außerordentlichen Ueberproduktion sprechen. So bedeutungsvoll ist dieser Gegenstand gewiß nicht. Trotz der unleugbar großen Vorzüge flüssiger Brennstoffe vor den festen, wie Leichtigkeit der Aufbewahrung und des Transportes, einfache Regelung und große Reinlichkeit der Verbrennung, ist doch ihre Bedeutung mit derjenigen der Kohlen nicht annähernd zu vergleichen und wird nach menschlichem Ermessen auch dieser niemals auch nur gleichkommen. Dafür legen z. B. die folgenden einer amerikanischen Zusammenstellung entnommenen Zahlen Zeugnis ab: Während in einem Jahre in der ganzen Welt etwa 853 000 000 t Kohle gefördert wurden, betrug die Gewinnung von Petroleum rund 327 000 000 hl. Selbst wenn man den mittleren Heizwert von 1 kg Kohle nur zu etwa 55 v. H. desjenigen von 1 l Petroleum annimmt, was als eine niedrige Schätzung betrachtet werden muß, so ergibt sich der Wärmeinhalt dieser Petroleummenge nur zu reichlich 7 v. H. desjenigen der geförderten Kohle. Und dabei wird doch das Petroleum mindestens zur Hälfte zu Schmier- und Beleuchtungszwecken gebraucht.

Trotzdem läßt es sich nicht leugnen, daß es Fälle gibt, wo die Vorzüge des flüssigen Brennstoffes so bedeutend sind, daß man von der Verwendung von Kohle Abstand zu nehmen hat. Solche sind namentlich aus dem Schiffbau bekannt: eine ganze Reihe Kessel auf Handelsschiffen werden seit Jahren mit Petroleum gefeuert. Dagegen war bis jetzt im Kriegsschiffbau keine Regierung der Frage ernstlich näher getreten. Erst in allerneuester Zeit hat ein in den Vereinigten Staaten eingesetzter Ausschuß langdauernde und eingehende Versuche gemacht, über die wir im folgenden nach dem „Engineering" einiges berichten wollen.

Die Versuche zerfielen in zwei Teile, von denen der erste, etwa 9 Monate dauernde sich auf die Beobachtung der Verdampfung bezog, wenn der betr. Kessel mit Kohlen geheizt wurde. Der zweite, welcher rund 17 Monate in Anspruch nahm, beschäftigte sich dagegen mit der Verbrennung flüssigen Brennstoffs. Während der ganzen Zeit wurde ein und derselbe Kessel benutzt, der nach Beendigung der Kohlenversuche geöffnet, gereinigt und sorgfältig nachgesehen wurde, worauf dann der erforderliche Umbau der Feuerungseinrichtung stattfand. Es handelte sich um einen Wasserröhrenkessel von rund 200 qm Heiz- und etwa 4,7 qm Rostfläche, der garantiegemäß bei künstlichem Zug von rund 1" Wassersäule 5450 kg Wasser unter einem Drucke von 19,5 kg/qcm zu verdampfen imstande sein sollte, aber bei den Versuchen verschiedentlich diese Leistungsfähigkeit überschritt.

Es versteht sich fast von selbst, daß die Anlage mit besten Meßinstrumenten, Thermometern und Zugmessern versehen war. Die verbrauchten Wasser- und Oelmengen konnten genau bestimmt werden, natürlicher Zug wie künstlicher von verschiedener Stärke ließ sich herstellen. Zwei verschiedene Sorten Petroleum wurden gebraucht und zwar solches aus Texas und aus Californien, für welche die folgenden Zahlen galten:

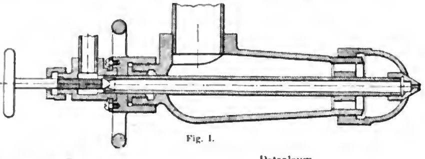
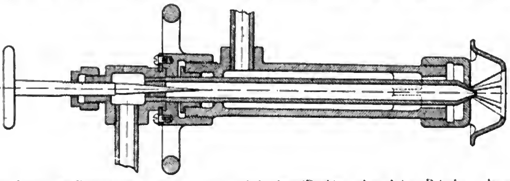


Fig. 1.

Bestandteile	Petroleum aus Texas	Petroleum aus Californien
C	83,26	81,52
H	12,40	11,01
S	0,50	0,51
O	3,83	6,92
N	—	
Heizwert:	10 800 WE	10 350 WE.

Unter den 69 einzelnen Versuchen mit flüssigen Brennstoffen waren 33, in denen die in den Fig. 1 und 2 dargestellte Brennerkonstruktion der *Oil City Boiler Works* in Philadelphia Anwendung fand. Fig. 1 zeigt die Konstruktion bei Benutzung von Druckluft

zur Zerstäubung des Petroleums, Fig. 2 bei Verwendung von Dampf zum gleichen Zwecke. Sechs Stück von diesen Brennern waren am Kessel angebracht und zwar so, daß je zwei einander benachbarte die Flammen in einem gewissen Winkel zu einander



ins Innere des Feuerraumes bliesen, wo sie sich in einem Punkte trafen. Dadurch soll die Möglichkeit gegeben sein, be zeitweise geringerer Belastung der Anlage oder zwecks Reini ung den einen der beiden Brenner auslöschen zu können, ohne daß eine wesentliche Veränderung in der Verteilung der Hitze im Feuerungsraume einträte.

Eine zweite Brennerkonstruktion, bekannt unter dem Namen „*W. N. Best*“ - Brenner, wurde bei acht Versuchen benutzt. Sie ist in den Fig. 3, 4 und 5 wiedergegeben. Wie ersichtlich, befindet sich bei diesem Brenner das Oel in einem Raume, welcher nach oben eine schmale schlitzförmige Oeffnung zeigt. Das Zerstäubungsmittel, Dampf oder Luft, wird über diesen Schlitz fortgeblasen und reißt dadurch das Oel mit. Durch Verschiebung des Querstücks *A* kann die Verbrennung geregelt werden. Von diesen Brennern wurden nur vier eingebaut, was als ein Fehler zu bezeichnen ist, da auf diese Weise nicht die wünschenswerte gleichmäßige Verteilung über die Heizfläche erzielt werden konnte, die man bei Verwendung von sechs kleineren Brennern hätte erreichen können. Die ganze Konstruktion soll insbesondere den Vorteil besitzen, daß sich bei ihr keine durch Verkokung des Oels hervorgerufenen festen Bestandteile in der Brenneröffnung festsetzen

Bei den übrigen 28 Versuchen wurde noch eine große Anzahl anderer Brennerkonstruktionen benutzt, die sich aber nicht in wesentlichen Punkten von den geschilderten unterschieden.

Die folgende Zahlentafel gibt einigen Aufschluß über die bei den Versuchen erhaltenen Ergebnisse:

Luftdruck im Heizraum in mm Wassersäule	Petroleum aus	Brennerkonstruktion	Verdampfung kg Wasser qm Rostfl.	Verdampfung kg Wasser kg Petrol.	Gesamtwirkungsgrad WE i. Dampf / WE i. Petrol.
1	2	3	4	5	6
0	Texas	*Oil City*	1320	13,80	0,686
0	Californien	„	1180	12,73	0,660
0	„	*Best*	1535	13,52	0,702
28,20	Texas	*Oil City*	2080	12,17	0,605
25,40	Californien	„	1775	11,95	0,620
25,40	„	*Best*	2045	12,35	0,640
53,00	Texas	*Oil City*	2000	11,05	0,548
50,80	Californien	„	2315	11,47	0,595
50,80	„	*Best*	2290	11,76	0,610
94,20	Texas	*Oil City*	3255	11,30	0,562
76,20	Californien	„	2710	11,20	0,581
76,20	„	*Best*	2700	11,54	0,598

Wie ersichtlich, war es nicht vollkommen möglich, für diejenigen Versuche, welche miteinander verglichen werden sollen, genau gleiche Vorbedingungen zu schaffen. Sowohl bei dem in Spalte 1 angegebenen Luftdruck im Heizraum, wie bei der in Spalte 4 gekennzeichneten Belastung des Kessels sind Abweichungen in den drei zu einander gehörigen Versuchen, welche notwendigerweise die Ergebnisse irgendwie beeinflussen müssen und daher die aus ihnen gezogenen Schlußfolgerungen in gewisser Beziehung unsicher machen. Die Spalte 6 ist aus Spalte 5 unter Benutzung der oben angegebenen Zahlen für den Heizwert der beiden Arten Petroleum berechnet worden, wobei vorausgesetzt ist, daß die Angaben der Spalte 5 sämtlich auf Verdampfung von Wasser von 100° C zu Dampf von gleicher Temperatur umgerechnet sind. Allerdings geht das aus unserer Quelle nicht mit voller Klarheit hervor. Von den Schlußfolgerungen, die sich alsdann aus den Angaben der letzten Spalte machen lassen, mögen hier nur zwei erwähnt sein: einmal daß der „*Best*“-Brenner demjenigen der *Oil-City-Works* überlegen war, trotzdem bei ersterem,

Fig. 5.

Fig. 4.

Fig. 3.

wie bereits erwähnt, statt der an sich richtigeren Benutzung mehrerer kleinerer Brenner wenigere größere verwendet waren, und sodann, daß das Californische Petroleum bei künstlichem Zug, dasjenige aus Texas bei natürlichem den Vorzug verdiente.

Der erwähnte Ausschuß stellt auf Grund seiner bei den langdauernden Versuchen gesammelten Erfahrungen unter anderem die folgenden allgemeinen Behauptungen auf:

Wenn auch an sich hochgespannter Dampf als Zerstäubungsmittel der Preßluft vorzuziehen ist, so sollte doch für Schiffe die letztere benutzt werden, da mit ihrer Hilfe der Oelverbrauch für den Brenner und somit die Leistungsfähigkeit der ganzen Anlage erheblich stärker gesteigert werden kann.

Vorteilhaft ist es sowohl die Verbrennungsluft als das Petroleum vorzuwärmen, letzteres selbstverständlich nur bis zu einem Punkte, der die Möglichkeit einer Zersetzung vollkommen ausschließt.

Als Nachteil ist zu bezeichnen, daß der Feuchtigkeitszustand der Atmosphäre von nicht unwesentlichem Einfluß auf die Leistungsfähigkeit der Anlage ist.

Eine Filterung des Petroleums vor dem Gebrauch ist sehr zu empfehlen, namentlich bei Benutzung van Rohpetroleum, dessen Heizkraft an sich derjenigen von raffiniertem nichts nachgibt. Unangenehm macht sich bei ersterem bemerkbar, daß gewisse Bestandteile die Behälter und sonstigen Teile angreifen, mit denen das Petroleum in Berührung kommt

Der Feuerraum soll so einfach als möglich gehalten sein; gemauerte Wände, welche den Gasen einen verschlungenen Weg anweisen sollen, verengen häufig nur den Heizraum und beeinträchtigen damit die Leistungsfähigkeit der Anlage.'

Diese letztere hängt weniger von der besonderen Durchbildung des eigentlichen Brenners ab, auf die die meisten Konstrukteure soviel Wert legen, so lange hierbei nicht grade grund-

legende Fehler begangen werden, als von der richtigen Anordnung des Ganzen, wie sie nur auf Grund langer Praxis getroffen werden kann. Die Zahl der Brenner wähle man lieber etwas zu hoch als zu niedrig, damit stets einige unbenutzt in Reserve bleiben können, die bei Reinigung und Reparatur der anderen zum Arbeiten kommen. Dabei soll die Konstruktion so sein, daß die Um- und Auswechselung der Brenner ohne Betriebsunterbrechung möglich ist.

Wenn auch alle technischen Fragen für die Verwendung flüssiger Brennstoffe als gelöst zu betrachten sind, so scheint es doch zweckmäßig, die ganze Einrichtung so zu halten, daß sie binnen 24 Stunden durch eine gewöhnliche Kohlenfeuerung ersetzt werden kann, falls sich das als notwendig herausstellt. (Eine nähere Begründung ist dieser eigenartigen Forderung nicht beigegeben; es ist wohl mit Recht zu vermuten, daß sie durch besondere Verhältnisse der amerikanischen Kriegsmarine bedingt, und nicht ohne weiteres zu verallgemeinern ist.)

Nur erprobte und sachverständige Leute sind zur Bedienung der Anlagen heranzuziehen.

Sprechen bei der Handelsflotte meistens wirtschaftliche Gründe gegen die Verwendung flüssigen Brennstoffs, so tritt für Kriegsschiffe neben allen sonstigen Schwierigkeiten insbesondere noch die Frage auf, in welcher Weise es möglich ist, den erforderlichen Vorrat an Petroleum so zu lagern, daß er gegen die Geschosse des Feindes möglichst gesichert ist. Und die Lösung dieser Aufgabe gestaltet sich so schwierig, daß dadurch in den meisten Fällen die Benutzung von Petroleum in der Kriegsmarine ausgeschlossen ist. *F. Mbg.*

Kleinere Mitteilungen.

Hygienisch konstruierte Niederdruckdampfheizkörper.

Nach Klarstellung der Anforderungen an die Erwärmung unserer Aufenthaltsräume seitens der Hygiene, sind die Heizanlagen zu den „Gesundheitstechnischen Anlagen" zu rechnen. Für die Erwärmung der Wohnräume ist dies von grosser Tragweite. Hier wird z. B. gefordert, daß die Temperatur der Räume in senkrechter Richtung keine wesentlichen Unterschiede aufweise.

Daß zur möglichsten Erfüllung dieser keineswegs leichten Aufgabe die Konstruktion der Heizkörper eine ganz bedeutende Rolle spielt, bedarf keiner Auseinandersetzung. Betrachtet man aber die Heizkörper, so findet man, daß eine prinzipiell unrichtige Erwärmung der gangbarsten Heizkörper, der Radiatoren, insbesondere für Niederdruckdampf besteht.

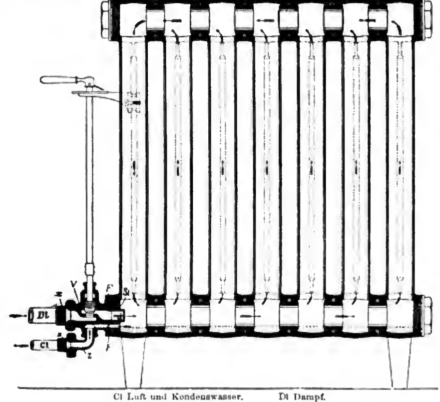
Bei den zur Verwendung gelangenden Niederdruckdampfheizkörpern (Radiatoren, Rippenheizkörpern) wird nämlich der Dampf oben eingeführt, was hygienisch grundfalsch ist. In der Regel wird der Heizkörper nur teilweise, d. h. in seinen oberen Teilen mit Dampf gefüllt sein. Die Nachteile, welche sich für die Raumerwärmung in senkrechter Richtung ergeben, liegen auf der Hand. Bei der Warmwasserheizung ist die Einführung des Heizmittels in den Heizkörper von geringfügigerer Bedeutung, weil stets der ganze Heizkörper von warmem Wasser durchströmt wird und der Unterschied der Temperaturen des Wasserein- und austrittes nur relativ gering ist. Anders bei Niederdruckdampfheizkörpern. Hier besteht eine Oberflächentemperatur von rd. 100° C., die bei der durchschnittlichen Beanspruchung der Heizkörper nur in den oberen Teilen derselben vorhanden ist, während die unteren Heizkörperteile kälter bleiben.

Die Aufgabe der Heiztechniker in bezug auf eine hygienische Erwärmung unserer Aufenthaltsräume mittels Niederdruckdampf geht aus vorstehendem deutlich hervor. Sie lautet:

Die hygienische Erwärmung eines Raumes für dauernden Aufenthalt hat zu erfolgen:

1. durch Heizflächen niedrigster Bauart bei möglichster Verteilung derselben über den ganzen Raum,
2. durch relativ hohe Heizkörper (konzentrierte Wärmequellen), aber steter Erwärmung von unten nach oben.

Die Aufgabe 1 ist leicht zu erfüllen. Es sei nur erinnert an glatte Rohrheizflächen (Rohrschlange), die an den Wänden, unmittelbar über Fussboden in etwa zwei Lagen übereinander angeordnet sind.



Cl Luft und Kondenswasser. Dl Dampf.

Fig. 1.

Mit der Aufgabe 2 als der wichtigeren haben sich einige Heiztechniker mit Erfolg befaßt. Besonders hervorgehoben zu werden verdient der neue Patent-Niederdruckdampfofen und der Patent-Niederdruckdampfinjektionsofen der Firma *Fritz Kaeferle*-Hannover, die der erwähnten Forderung sich nicht nur möglichst nähern, sondern auch noch weitere Vorteile technischer Natur aufweisen.

Wie aus Fig. 1 ersichtlich ist, strömt der Dampf unten in den Radiator ein, nachdem er zuvor durch das Regulierventil *V*, das mit der Düse *d* versehen ist, gegangen ist. Jeder Niederdruckdampfheizkörper darf bei dem höchst zulässigen Betriebsdrucke nicht mehr Dampf zugeführt erhalten als er vermöge seiner Oberfläche zu kondensieren vermag. Aus diesem Grunde ist die Düse *d* eingebaut worden, deren Bohrung natürlich der Heizfläche des Ofens entspricht. Die Zubemessung der erforderlichen Dampfmenge wird zumeist durch Regulierventile, die eine besondere Einstellvorrichtung besitzen, bewirkt. Diese einmalige Einregulierung resp. die Zubemessung der größten Dampfmenge mittels der Adjustiereinrichtung ist aber derart umständlich und zeitraubend, daß sie selten einwandfrei durchgeführt wird. Hierzu kommt, daß diese Einregulierung nicht einmal zu allen Jahreszeiten bewirkt werden kann. Und in der Tat wird auch die Ein-

regelung einer Niederdruckdampfheizungsanlage als eine recht unangenehme Beigabe von wohl fast allen Heiztechnikern empfunden. Nur zu oft schlägt der Dampf durch die Heizkörper durch, d. h. tritt in unsachgemäßer Weise in die Kondensleitung ein, wodurch die volle Erwärmung nachbarlicher Heizkörper in Frage gestellt wird. Dieser Nachteil ist bei der vorliegenden Konstruktion beseitigt. Unmittelbar unter der Düse *d* ist der Kanal *c* im Ventil *V* angebracht, welcher in die Kondensleitung führt. Durch diesen Kanal resp. durch diese Kondensleitung fließt nicht nur das Kondenswasser ab, sondern es geht hier auch die Ent- und Belüftung des Heizkörpers vonstatten. Durch die ganze Anordnung ist ein Ueberströmen von Dampf in die Kondensleitung unmöglich gemacht, denn wollte der Dampf in den Kanal gelangen resp. in die Kondensleitung, so müßte er den aus Düse *d* in den Ofen einströmenden Dampfstrahl kreuzen. Das ist ausgeschlossen, denn der von oben nach unten kreisende Dampf wird von dem in den Ofen strömenden Dampfstrahl in den Ofen hinein- von dem Kanal *c* zurückgetrieben. Verstärkt wird diese Wirkung noch durch die Einfügung eines Injektors an die Düse *d*. Ohne Injektor kann bei geringem Dampfdruck und wenig geöffnetem Ventil der Fall eintreten, daß der freie Dampfstrahl zu schwach wird, um bis an das letzte Ofenglied zu gelangen, namentlich dann, wenn der Ofen viele Glieder besitzt. Ausserdem wird der Kreislauf im Ofen selbst bei geringstem Dampfdruck und geringster Dampfmenge viel schneller und vollkommener als beim freien Dampfstrahl. Und daraus folgt wiederum eine gleichmäßige und zugleich niedrigere Temperatur der Ofenoberfläche als 100° C. (Dampfluftgemisch). Das ist wichtig, denn je niedriger die Oberflächentemperatur gestaltet werden kann, desto geringer fällt auch der Temperaturunterschied im Raume in senkrechter Richtung aus. Weiter kommt hinzu, daß die Wärmeemission dieser Heizkörper *stets* über der ganzen Ofenoberfläche erfolgt. Die Niederdruckdampfinjektionsheizkörper sind angezeigt, wenn aus irgend welchen Gründen eine Warmwasserheizung sich verbietet, aber doch ein Heizsystem geschaffen werden soll, das den hygienischen Anforderungen nach Möglichkeit gerecht wird.

Und das Monopol, das die Warmwasserheizung bisher hatte, wenn es sich um die Ausführung einer den hygienischen Anforderungen entsprechenden Raumerwärmung handelt, wird durch die vorbeschriebene Heizeinrichtung eingeschränkt und die Frage welchem der beiden in Rede stehenden Systeme der Vorzug zu geben ist, wird in Zukunft häufig eine andere Beantwortung finden müssen, als wie bislang geschehen ist.

M. Mehl-Dresden,
berat. Heizungsingenieur.

Zeitschriftenschau.

Dampfkessel.

Ebene Wandungen an Dampfkesseln. (*Bach.*) Der Umstand, daß mit den Hamburger Normen 1905 eine Uebereinstimmung der Vorschriften für Land- und Seekessel nicht erreicht wurde und daß diese Vorschriften voraussichtlich in die gesetzlichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln und Dampfgefäßen aufgenommen werden sollen, gab Veranlassung zur Untersuchung der in diesen Normen enthaltenen Formel über „Ebene Platten", wobei sich ergab, daß die Formel den Anforderungen nicht entspricht und zu irrtümlichen Werten führen kann. Solche Platten sind in ihrem Umfang entweder frei oder vollkommen oder nicht vollkommen eingespannt. Die Berechnung der Wandstärken kann nun nach einer (nicht streng wissenschaftlichen) Näherungsmethode erfolgen, indem man die Beanspruchungen der aus der Platte herausgeschnitten gedachten Streifen berechnet und durch Koeffizienten berichtigt, welche bei Versuchen mit solchen Platten festgestellt worden sind (*Streifenmethode*). Bei der rechteckigen Platte von den Seitenlängen a und b ($a > b$) und der Stärke s denkt man sich in Richtung jeder Seite durch die Mitte der anderen Seite gehend je einen 1 cm breiten Streifen herausgeschnitten und beide Streifen zu einem rechtwinkligen Streifenkreuz vereinigt, dann erleiden beide Streifen unter der Flüssigkeitspressung p Atmosphären in der Mitte dieselbe Durchbiegung, der kürzere Streifen b daher die stärkere Beanspruchung. Für diesen ergibt sich das biegende Moment

$$M = m\,p\,b^2 = {}^1/_6\,k_b \,.\, s^2,$$

worin $m = {}^1/_8$, ${}^1/_{12}$ oder ${}^1/_{16}$, je nachdem die Platte in ihrem Umfang frei aufliegt, vollkommen oder etwas nachgibig eingespannt ist. Mit Rücksicht auf die Widerstandsfähigkeit des seitlich an den Streifen anschließenden Materials kann statt k_b gesetzt werden

$$n\left[1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2\right] k_z,$$

worin k_z die zulässige Materialanstrengung auf Zug bedeutet (= etwa 900 kg/qcm). Genau ebenso ist der Rechnungsvorgang bei der elliptischen Platte, während das Trapez schätzungsweise durch ein Rechteck zu ersetzen ist. Man erhält also für die rechteckige Platte mit $n = {}^4/_3$

$$s = b\sqrt{\frac{9\,m}{2}\,\frac{p}{k_z\left[1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2\right]}}$$

für die quadratische Platte (Seite $= b$):

$$s = b\sqrt{{}^9/_4\, m\,\frac{p}{k_z}}$$

für die elliptische Platte (Große Achse $= a$, kleine $= b$): mit $n = {}^7/_4$

$$s = b\sqrt{\frac{24\,.\,m}{7}\,\frac{p}{k_z\left[1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2\right]}}$$

für die kreisförmige Platte (Durchmesser $= d$):

$$s = d\sqrt{\frac{12\,.\,m\,.\,p}{7\,.\,k_z}}$$

m ist je nach der Befestigung wie angegeben zu bestimmen, meist liegt es zwischen ${}^1/_{12}$ und ${}^1/_{16}$, wobei außerdem die Widerstandsfähigkeit der Platte mit steigender Durchbiegung bis zu einer bestimmten Grenze hin wächst. Die Sicherheit gegen Bruch ist bei zähen Flußeisenplatten mit Wandstärken s nach Versuchen bedeutend größer, als bei zylindrischen Wandungen mit den üblichen Wandstärken. Für etwaige Abnutzung ist jeweils ein entsprechender Zuschlag zu machen. 6 Fig. (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1906, S. 1940 bis 1944.) *Z*

Dampfturbinen.

Dampfturbinen. Prof. *Schröter* hat im Sommer v. J. an einer 500 KW-Dampfturbine, Bauart *Melms & Pfenninger*, eingehende Versuche vorgenommen, die wegen ihrer Vollständigkeit und vorbildlichen Bearbeitung des Versuchsmaterials sehr bemerkenswert sind. Die Turbine der genannten Firma, die der Lokomotivfabrik von *J. A. Maffei* in München angegliedert ist, ist eine kombinierte Gleichdruck- und Ueberdruckturbine, in welcher der hochgespannte Dampf zuerst die Gleichdruckräder in mehreren Druckstufen anfänglich teilweise, am Schlusse voll beaufschlagt, darauf in den Reaktionsschaufeln des Niederdruckteils mit zunehmender Schaufelhöhe und zunehmendem Durchmesser der Trommel bis auf seinen Enddruck expandiert. Auch die Gleichdruckräder sind zu einer Trommel vereinigt. Der im Ueberdruckteil entstehende Axialschub auf die Welle wird durch eine Ringfläche aufgenommen, welche sich an der Uebergangsstelle vom Gleichdruck- zum Ueberdruckteil befindet und unter dem Drucke des eintretenden Dampfes steht. Die Regulierung der Turbine erfolgt durch Drosselung des eintre-

tenden Dampfes. Ein Achsenregler, der auf einer von der Hauptwelle durch Schneckenrad angetriebenen Nebenwelle sitzt, verstellt den Hub eines Exzenters, das dem Regulierkolben des Einlaßventils seine auf- und abgehende Bewegung erteilt. Durch einen besonderen auf der Hauptwelle angeordneten Sicherheitsregler wird bei Ueberschreitung der höchsten zugelassenen Tourenzahl das Absperrventil plötzlich geschlossen und damit die Dampfzufuhr abgeschnitten. Es wurden sieben Versuche mit verschiedenen Belastungsstufen ausgeführt. Die Mittelwerte der Versuchsergebnisse sind nachstehend zusammengestellt. Zur Belastung der zwei mit der Turbine direkt gekuppelten Gleichstrommaschinen diente ein Wasserwiderstand. Die Hilfsmaschinen zur Erzeugung der Luftleere hatten getrennten Antrieb durch Elektromotoren, deren Leistungsverbrauch gemessen wurde und in die Zusammenstellung der Versuchsresultate aufgenommen ist. Es bedeutet im folgenden p der absolute Druck, t die Temperatur und $\ddot{u}$ die Ueberhitzung an der angegebenen Stelle in $^{\circ}$ C.

Aus den Versuchsergebnissen geht zunächst hervor, daß der Dampf nur bei den beiden ersten Belastungsstufen gesättigt in das Abdampfrohr gelangt, in allen übrigen Fällen aber mit um so erheblicherer Ueberhitzung, je mehr die Belastung abnimmt.

Bemerkenswert ist besonders die geringe Zunahme des Dampfverbrauches mit abnehmender Leistung. Zwischen Volllast und nahezu halber Belastung beträgt der Unterschied im Dampfverbrauch noch nicht einmal 8 v. H.

Die Spalten 18, 19 und 20 geben die Wärmeverbrauchszahlen f. d. PS für die ausgeführte und für die vollkommene Maschine ohne Verluste und mit adiabatischer Expansion und das Verhältnis beider, den sogen. indizierten Wirkungsgrad. Die Dampfverbrauchszahlen für die PS_e/Std. müssen als außerordentlich niedrig bezeichnet werden; jedoch ist zu berücksichtigen, daß die Turbine unter den günstigsten Bedingungen arbeitete: mit hoher Ueberhitzung und fast vollkommenem Vakuum. Das Zurückgehen auf den indizierten Wirkungsgrad

Mittelwerte der Versuchsergebnisse.

		Volle Belastung	81 v. H. der Vollbelastung	56 v. H. der Vollbelastung	29 v. H. der Vollbelastung	Leerlauf mit Erregung	Leerlauf ohne Erregung	Leerlauf der Turbine allein
1. Vor Eintritt in die Turbine	p	13,3	13,5	13,3	12,8	13,1	13,1	13,1
	t°	319,4	312,4	308,2	306,2	289,4	285,5	238
	$\ddot{u}^{\circ}$	127,6	120,2	116,4	116,3	98,4	94,6	46.7
2. Vor dem ersten Leitrad	p	5,97	4,81	3,42	2,18	0,80	0,70	0,36
	t°	306,0	295,5	286,1	280,9	262,4	255	199,9
	$\ddot{u}^{\circ}$	148,2	145,9	148,9	158,7	169,3	165,4	127.2
3. Hinter dem Gleichdruckteil	p	2,04	1,49	1,12	0,77	0,261	0,232	0,145
	t°	248,3	239,4	235,0	226,9	219,5	208,8	176,5
	$\ddot{u}^{\circ}$	128,1	128,9	133,1	136,1	153,5	145,2	124,1
4. Mitte der Niederdruckseite	p	0,59	0,43	0,28	0,21	0,07	0,06	0,05
	t°	171,0	163,0	159,6	151,9	155,1	146,2	141
	$\ddot{u}^{\circ}$	87,9	86,3	92,2	91,4	115,3	111,0	108,0
5. im Abdampfrohr	p	0,034	0,030	0,024	0,025	0,033	0,034	0,039
	Vakuum i. v. H.	96,6	97,0	97,6	97,5	96,7	96,5	96,0
	t°	26,1	24,8	28,5	44,9	93,7	103,7	107,2
	$\ddot{u}^{\circ}$	0,3	1.1	8,5	24,2	68,5	77,7	78,7
6. im Saugraum der Luftpumpe	p	0,018	0,019	0,016	0,020	0,028	0,030	0,030
	Vakuum i. v. H.	98,6	98,1	98,4	98,0	97,2	97,0	97,0
7. Druckdifferenz 5.—6.		0,016	0.011	0,008	0,005	0,005	0,004	0,009
8. Umdrehungen i. d. Minute . . .		2459	2469	2439	2489	2516	2535	2505
9. Gesamtleistung		498,7	403,0	277,5	146,6	—	—	—
10. Mechanischer u. elektrischer Wirkungsgrad der Dynamo v. H. .		90,6	89,7	87,0	79,1	—	—	—
11. Effektive Leistung d. Turbine PS_e		747,8	610,5	433,4	251,8	48,8	34,9	0
12. Energieverbr. d. Luftpumpe	KW	3,2	3,16	3,3	3,37	3,44	—	—
	i. v. H. d. Leistung	0,77	0,79	1,17	2,3	—		–
13. Energieverbr. d Kühlwasser-Zentrifugalp.	KW	8,2	7,64	7,89	7,78	7,68	—	—
	i. v. H. d. Leistung	1,64	1,90	2,84	5,31	—	—	—
14. Gesamtenergieverbrauch für die Kondensation	in v. H. der Leistung	2,41	2,69	4,01	7,61	—	—	—
15. Kondensat. f. d. Stunde l . . .		3890	3200	2332,9	1496	556,7	479,0	262,0
16. Kondensat. f. d. KW Std. l . . .		7,80	7,94	8.41	10,20	—	—	—
17. Kondensat f. d. PS_e Std. l . . .		5,20	5,24	5,38	5,94	11,41	13,72	—
18. Wärmeverbrauch W_e f. 1 PS_e .		3847,9	3857,8	3950,6	4355,5	8260,4	9900,4	- WE.
19. Wärmeverbrauch der verlustlosen Turbine W_i f. d. PS		1927	1897	1876	1886	1938	1951	1933
20. Indizierter Wirkungsgrad $\frac{W_i}{W_e}$.		0,501	0,492	0,475	0,433	0.235	—	—

ergibt ein besseres Urteil über die Wärmeausnutzung im Vergleich zur Ausnutzung des Dampfes in anderen Turbinensystemen und in der Kolbendampfmaschine.

Der Originalbericht enthält am Schlusse noch eine Erörterung über die indizierte Leistung der Turbine und eine Darstellung der Versuchsergebnisse im Wärmediagramm, ferner des Verlaufs der Eypansion in den einzelnen Stufen. Es ergibt sich daraus, daß der Gleichdruckteil mit größeren Widerständen arbeitet als der Ueberdruckteil; durch die Vorschaltung des ersteren fällt aber die Turbine wegen der geringeren Zahl von Stufen erheblich kürzer aus als bei einer reinen Ueberdruckturbine. 21 Fig. (Z. d. V. d. I. No. 45 und 46, S. 1811 bis 1821 und S. 1862—1867.) *M.*

Elektrotechnik.

Stromrückgewinnung bei der Regelung elektrischer Fahrzeuge. (*Raworth.*) Die Verwendung von Nebenschlußmotoren bei elektrischen Fahrzeugen bietet Schwierigkeiten. Das Parallel*schalten* ist erschwert, das Parallel*arbeiten* erfordert außerdem einige Hauptstromwindungen auf den Schenkeln der Motoren; neben den Vorschaltwiderständen im Ankerstromkreise sind solche im Erregerstromkreise vorzusehen usw. Der Verfasser beschreibt dann einen Fahrschalter von ziemlich verwickelter Bauart, der die Schaltungen richtig herstellt und von dem bereits 100 Stück (die ersten davon seit 12 Monaten auf der *Yorkshire Woollen-District Tramway*) zufriedenstellend im Betriebe arbeiten.

Besondere Vorteile der Regelung sind, daß jede Stellung der Fahrschalterkurbel einer bestimmten Geschwindigkeit entspricht und, daß beim Entgleisen des Stromabnehmers beim Befahren eines Gefälles durch das Anwachsen der Klemmenspannung über einen gewissen Betrag die Motoren selbsttätig über Widerstände kurz geschlossen werden. Auf verschiedenen Bahnen wurde festgestellt, daß Stromersparnisse im Betrage von 24, 26,7 und 28,7 v. H. erzielt wurden. 3 Fig. (The Electrician 1906 07, S. 290—292.) *Pr.*

Materialienkunde.

Pergamyn ist eine Nachahmung von Pergamentpapier, die gegenwärtig vielfach verwandt wird, z. B. zum Einwickeln von Butter usw. Es wird durch langdauerndes scharfes Mahlen von Sulfitzellstoff gewonnen. Dabei wird die Masse schließlich gallertartig und gibt ein zähes durchscheinendes Papier, das bis zu gewissem Grade für Wasser und Fett undurchlässig ist. Wie *Hans Hofmann* durch chemische Analysen und durch Mikrophotographien nachweist, handelt es sich beim Pergamyn nicht etwa um eine chemische Verwandlung der Cellulose in Hydrocellulose oder Zellstoffschleim, sondern nur um eine *weitgehende Zerteilung* in sehr feine Fäserchen.

Zur näheren Untersuchung stellte sich *Hofmann* selber in einem Versuchsholländer Pergamynproben her. Es ließ z. B. ungebleichte *Mitscherlich*-Sulfit-Cellulose 11 Stunden umlaufen be einem Abstande von 1 mm zwischen Walze und Grundwerk während weiterer 3 Stunden betrug der Abstand 0,5 mm, 2 Stunden 0,2 mm, 14 Stunden 0,05 mm; 20½ Stunden lag die Walze auf dem Grundwerk auf; weitere 25 Stunden wurde noch schärfer gemahlen. Das so gewonnene *Pergamyn* zeigte eine mittlere Reißlänge von 8575 m, 7,6 v. H. mittlere Dehnung und eine Falzzahl von 4932 Doppelfalzungen bei 65 v. H. Luftfeuchtigkeit und 18° C; es gab eine vorzügliche Blasenprobe[1]).

Ob der Zellstoff Gummi enthält oder ob ihm dieser entzogen ist, hat keine Bedeutung für die Pergamyngewinnung. (*Hans Hofmann*, Dissertation, Göttingen 1906, 71 S. mit einer Lichtdrucktafel.) *A.*

[1]) Man macht die Blasenprobe, um ein Papier auf Dichtigkeit zu prüfen, indem man es über der Flamme vorsichtig erhitzt. Dabei entwickelt sich im Innern des Papiers Wasserdampf, der die äußeren Schichten, wenn sie undurchlässig sind, blasenartig auftreibt.

Physik.

Die Verdampfungswärme (L) des Wassers. (*F. Henning.*) Verfasser hat L zwischen den Temperaturen $t = 30$ C° bis $t = 100$ C° mit einer Genauigkeit von etwa 0,1 v. H. neu bestimmt und durch die empirische Formel

$$L = 94,210\,(365 - t)^{0,31249} \ldots \text{Kal.}$$

(15 C° Kalorien)

wiedergegeben.

Temperatur	30	40	50	60	70	80	90	100 C°
V-Wärme L	579,6	574,2	568,6	562,9	557,0	551,1	545,0	538,7 Kal.

(Annal. d. Phys. 1906 (15) S. 849 ff. Mitteilg. aus der Physik. Techn. Reichsanstalt.) *E. R*

Straßen- und Kleinbahnen.

Seilbahn in Barcelona. (*Playd.*) (Schluß von Bd. 321, S. 780.) Das nach dem System *Lang* ausgeführte Kabel der Seilbahn besitzt bei einem Durchmesser von 29,8 mm ein Gewicht von 2,95 kg/m (6 Litzen und Hanfseile, insgesamt 90 Drähte. Drahtdurchmesser 2,61 mm, Drahtquerschnitt 0,0535 qcm, Metallquerschnitt des Kabels 3,30 qcm, Länge einer Litzenwindung 24 cm. Litzendurchmesser 0,98 cm). Das Kabel ist in üblicher Weise in einer Hülse am Seilhebel vergoßen. Die Seilbahnwagen für je 80 Personen sind in üblicher Weise ausgeführt (Länge 10,20 m, Breite 2,45 m, fünf geschlossene Abteile, zwei Führerplattformen). Der Wagen wiegt leer 6500 kg, besetzt 12100 kg. Zur Sicherung des Fahrzeuges dienen drei Zangenbremsen, welche selbsttätig bei Ueberschreitung einer Höchstgeschwindigkeit oder auch von Hand an die konischen Laufschienen gepreßt werden können. Der Antrieb der Seilleitung erfolgt von der oberen Station aus durch einen 90 PS-Gleichstrommotor (525 Volt) mit 600 Uml./Min. Das Seil läuft auf symmetrischen Seilrollen von 290 mm Durchmesser und 20,5 kg Gewicht, während in den Krümmungen schräge Rollen von 385 mm Durchmesser und 54 kg Gewicht verwendet wurden. Die sonstigen Stations- und Sicherheitseinrichtungen, welche näher beschrieben, entsprechen der üblichen Ausführung. 19 Fig. (Revista Tecnologico-Industrial, Barcelona, S. 277—318.) *A. M.*

Drahtseilbahn in Argentinien. (*Dieterich.*) (Schluß von S. 46.) Ueber die schwierigen Bauarten werden Mitteilungen gemacht. Da die Beförderung der Materialien größtenteils durch Maultiere erfolgen mußte, durften die einzelnen Teile der Eisenkonstruktionen nicht über 150 kg wiegen. Durchschnittlich waren rund 600 Maultiere (gegen Ende des Baues bis 1000) mit dem Hinaufschaffen der Baustoffe und 90 Esel mit dem Hinaufschaffen der Nahrungsmittel beschäftigt. Die Tragseile wurden in Stücken von 3000 kg Gewicht durch Trägergruppen von je 60 bis mehreren Hundert Mann befördert. Die Eisenkonstruktionen wurden größtenteils durch Verschrauben zusammengebaut. Der Bau wurde Mitte Oktober 1903 begonnen (nach Vorbereitung der Wege und Anlage von Einschnitten), beendet war die obere Station IX im Dezember 1904. Zeitweilig waren bis 1200 Arbeiter beschäftigt; im unteren Teil wurden täglich 10 bis 12 Stunden gearbeitet, während von Station VI ab nur von 8—4 Uhr (Sonnenzeit) gearbeitet werden konnte.

Die Gesamtfahrzeit für die 36 km lange Strecke beträgt 4 Stunden. Das gesamte rollende Material umfaßt 640 Wagen. Die Bahn wird seit 1. Januar 1905 ohne Störung betrieben. Während früher die Frachtsätze für Erze von Upulungos nach Chilecito mit Maultieren 50 M./t betrugen, sinken dieselben bei einer stündlichen Höchstleistung von 40 t auf 5,30 M./t. 4 Fig. (Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure, S. 1867—1870.) *A. M.*

Freibahnzug. (*Dietrich.*) Für die Beförderung schwerer Lasten auf Landstraßen wurde der Freibahnzug der *Freibahngesellschaft m. b. H.* in Seegefeld bei Spandau ausgebildet. Der Freibahnzug besteht aus sechs einachsigen Fahrzeugen, welche zu je zwei miteinander verbunden sind; eine Dampflokomotive

und ein Tender bilden das erste Achsenpaar. Die Lokomotive leistet normal 30 PS, maximal 45 PS und ist für Oelfeuerung eingerichtet (Teeröl, Petroleum, Rohöl usw.). Das Oel wird durch ein Dampfstrahlgebläse in die Feuerkammer des Kessels eingespritzt, wo die sofortige Vergasung und vollständige Verbrennung des Gasgemisches erfolgt. Der Kessel ist zur Gewichtsverringerung als Wasserröhrenkessel mit U-förmigen Röhren ausgebildet. Jedes Lokomotivrad wird durch eine besondere Dampfmaschine angetrieben, so daß die bei Motorfahrzeugen üblichen Differenzialgetriebe entbehrt werden. Die beiden Dampfmotoren sind Vierzylindermaschinen. Zur Mitführung des Wasser- und Oelvorrats (Wasserverbrauch 10—15 kg, Oelverbrauch 1,2 kg-PS std.) dient der Tender mit 4 t Ladegewicht. Das Dienstgewicht der Lokomotive beträgt 6000 kg, des Tenders 5500 kg, die Ladefähigkeit der Karren je 4,5 t. Die Nutzlast des 18 m langen Zuges ist somit 18 t; der leere Zug fährt auf ebener Strecke mit 12 km/std., der vollbeladene mit 8 km/std. Versuche haben ergeben, daß Steigungen von 1:20 mit 16 t Nutzlast überwindbar sind. Bei größeren Steigungen wird der Zug geteilt, so daß zwei Karren mit 8—10 t auch auf Steigungen 1:12 befördert werden können. Die Lokomotive mit Tender allein nimmt Steigungen bis 1:6, in diesem Falle werden die Anhängewagen mit Seilwinde (Seiltrommel mit 60 m Seillänge) nachgezogen. Mit Hilfe einer besonderen Lenkkonstruktion kann der Zug Krümmungen von 6—7 m Halbmesser durchfahren. Zu diesem Zweck stehen Lokomotivrahmen und Tenderrahmen durch wagerechte Zahnsegmente in Verbindung, die Lenkung erfolgt dabei von der Lokomotive aus durch eine Schraubenspindel. Die vier Anhängekarren sind zu je zweien durch einen Unterzug zu einem Wagen verbunden; der Unterzug ist an seinen Enden über der Mitte der Karrenachsen drehbar gelagert, wodurch sich die Karren radial einstellen lassen. Für ein Ausführungsbeispiel werden die Beförderungskosten für das Tonnenkilometer zu 7 Pfg. berechnet. 7 Fig. (Eisenbahntechnische Zeitschrift, S. 975—978.) *A. M.*

Technische Chemie.

Chlorgewinnung aus Chlormagnesium. Bei der Verarbeitung der *Staßfurter* Abraumsalze werden gewaltige Mengen von Chlormagnesium als ziemlich wertloses Nebenprodukt gewonnen. Es sind zahlreiche Vorschläge gemacht worden, diesen Abfall auf Chlor oder Salzsäure und Magnesia zu verarbeiten. Zuerst (1847) wollte *De Sussex* das Chlormagnesium mit Braunstein gemischt erhitzen und so Chlor gewinnen. Es folgten zahlreiche andere Patente, die alle durch Beimischung eines Oxydes Chlor austreiben wollten. Viel einfacher ist das Verfahren von *Weldon* (1881): er leitete heiße Luft durch eine klumpige Masse, die er durch Vermischen von gesättigter Chlormagnesiumlauge mit Magnesia hergestellt hatte. *Péchiney* arbeitete dies Verfahren aus und nach diesem *Weldon-Péchiney*-Verfahren wurde auch eine Zeit lang in *Salindres* Chlor gewonnen. *Solvay* schließlich (1889) ließ heiße Luft lediglich auf geschmolzenes wasserfreies Chlormagnesium einwirken.

Nach Angabe von *Solvay* spaltet das geschmolzene Chlormagnesium im Luftstrom augenblicklich Chlor ab und gibt einen stetigen Gehalt des austretenden Gases von 15—20 v. H. Chlor während der ganzen Umsetzung. Dies entspricht einer Ausbeute von etwa 50 v. H., auf den angewandten Sauerstoff berechnet. Da Chlormagnesium gegen 700° schmilzt, dürfte die Arbeitstemperatur bei etwa 750° liegen. *Lunge* gibt aber an, daß schon bei 450° der Luftsauerstoff sich quantitativ gegen Chlor umsetzt.

Das *Weldon-Péchiney*-Verfahren soll nach *Lunge* erst bei weit höherer Hitze (über 1000°) gut arbeiten.

Daß andererseits Magnesia durch Chlor zersetzt wird, ist schon seit einem Jahrhundert bekannt.

Es liegt also ein *umkehrbarer* Vorgang vor:

$$MgCl_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftarrows MgO + Cl_2.$$

Wilhelm Moldenhauer hat unternommen, das Gleichgewicht, bei dem dieser umkehrbare Vorgang zum Stehen kommt, für verschiedene Temperaturen zu ermitteln. Er beschickte ein pipettenartiges Porzellangefäß mit Chlormagnesium oder mit Magnesia und leitete Sauerstoff bezw. Chlor ein. Das Gefäß wurde in einem elektrischen Widerstandsofen erhitzt. Da sich bei der Umsetzung das Volumen des Gases ändert, so hat der äußere Druck Einfluß auf das Gleichgewicht; deshalb wurde durch zeitweiliges Regulieren dafür gesorgt, daß stets im Gefäß Atmosphärendruck herrschte. Nach Beendigung des Versuches wurde das Gemisch von Chlor und Sauerstoff möglichst rasch durch Kohlensäure herausgespült und analysiert.

Die niedrigste Temperatur, bei der Sauerstoff noch merklich auf Chlormagnesium einwirkte, lag bei 350°; bis zu 500° verlief die Umsetzung zu langsam, als daß sich Gleichgewicht in absehbarer Zeit einstellte. Nach zehnstündiger Einwirkung von Sauerstoff hatte das Gas folgende Zusammensetzung:

Temperatur	Sauerstoff	Chlor
350° C	80,7 v. H.	0,1 v. H.
400° „	78,2 „	2,4 „
450° „	66,0 „	15,8 „

Der Rest des Gases war Stickstoff.

Bei 550° wurde das Gleichgewicht, von Sauerstoff ausgehend, nach ungefähr 36 Stunden, von Chlor ausgehend, schon nach 5 Stunden erreicht. Bei 650° und 700° verlief die Umsetzung erheblich rascher.

Für die Gleichgewichtskonstante k, die durch die Gleichung

$$k = \frac{[Cl_2]}{\sqrt{[O_2]}}$$

gegeben ist, worin $[Cl_2]$ und $[O_2]$ die Konzentrationen von Chor und von Sauerstoff bedeuten, ergaben sich folgende Werte:

Temperatur	k
550°	17,4
650°	25,3
700°	29,5

Nach den üblichen Methoden der Thermodynamik läßt sich aus diesen Werten von k die Wärmetönung der Umsetzung berechnen; sie ergibt sich zu —5600 cal. bei 600°. Die Wärmetönung ändert sich stark mit der Temperatur, da die spezifische Wärme des Chlors in ganz anderem Maße mit der Temperatur ansteigt als die des Sauerstoffes. Die Rechnung ergibt gute Uebereinstimmung mit der bei Zimmertemperatur von *Berthelot* gemessenen Wärmetönung.

Aus den obigen Zahlen läßt sich in der üblichen Weise auch für andere Temperaturen das Gleichgewicht berechnen; *Moldenhauer* gibt folgende Tabelle über die Zusammensetzung, die das Gasgemisch im Gleichgewichte mit Magnesiumchlorid und Magnesia besitzt; die letzte Reihe gibt den zugehörigen Wert von k, aus dem man sich z. B. berechnen kann, wie das Gas zusammengesetzt wäre, wenn man statt Sauerstoff Luft einleitet:

Temperatur	Chlor	Sauerstoff	k
50° C	0,3 v. H.	99,7	0.03
150° „	4,0 „	96,0	0,4
250° „	17,6 „	82,4	1,9
350° „	40,8 „	59,2	5,3
450° „	63,5 „	36,5	10,6
550° „	79,3 „	20,7	17,6
650° „	88,0 „	12,0	25,3
700° „	90,6 „	9,4	29,5
750° „	93,3 „	6,7	35,9

Aus dieser Tabelle geht hervor, daß *Lunge*s Angabe, bei 450° setze sich der Sauerstoff quantitativ mit dem Chlormagnesium um, keineswegs zutrifft; überdies ist die Umsetzung bei 450° viel zu langsam. Die Angabe von *Solvay* dagegen, daß er bei 750° 50 v. H. Umsatz erziele, kann zutreffen. Leider ist bis jetzt das Entwässern von Chlormagnesium noch zu

kostspielig als daß das Verfahren von *Solvay* praktisch leicht durchgeführt werden könnte.

Daß beim *Weldon-Péchiney*-Verfahren eine 1000° übersteigende Temperatur nötig sein soll, erklärt *Moldenhauer* folgendermaßen: Da hier von vornherein Magnesia zugefügt wird und beim Entwässern viel Salzsäure entweicht, so ist schon zu Beginn mehr Oxyd als Chlorid vorhanden. Das an der Oberfläche vorhandene Chlorid gibt zunächst sein Chlor ab; dann muß die Luft in die poröse Klumpen eindringen, das dort freiwerdende Chlor staut sich in den Poren und diffundiert nur bei sehr hoher Hitze genügend rasch fort.

Des weiteren hat *Moldenhauer* auch die Einwirkung von *Wasserdampf* auf Chlormagnesium untersucht. Er findet, daß sich zwischen 350 und 505° ein Gleichgewicht einstellt:

$$Mg\,Cl_2 + H_2O \rightleftarrows Mg(OH)Cl + HCl,$$

dessen Gleichgewichtskonstante mit steigender Temperatur kleiner wird. Die Hälfte der Salzsäure spaltet sich also aus dem Chlormagnesium unter *Wärmeentwicklung* (exotherm) ab; dadurch wird erklärt, daß diese Abspaltung schon bei niederer Temperatur vor sich geht. Zwischen 500 und 510° zersetzt sich das Chlorhydrat $Mg(OH)Cl$. Oberhalb dieser Temperatur haben wir es mit dem Gleichgewichte;

$$Mg\,Cl_2 + H_2O = MgO + 2\,HCl$$

zu tun, das sich mit steigender Temperatur nach rechts verschiebt. 3 Fig. (Z. f. anorgan. Chemie 51, S. 369—390.)

Gleichzeitig mit *Moldenhauer* veröffentlichen *F. Haber* und *F. Fleischmann* ihre Untersuchungen über die umkehrbare Einwirkung von Sauerstoff auf Chlormagnesium. Ihre Versuche wurden sehr dadurch gestört, daß das Gemenge von wasserfreiem Magnesiumchlorid und Magnesiumoxyd alle Gefäßmaterialien angriff; Quarz wurde rasch zerstört, Glas und Porzellan veränderten sich langsam. Manchmal destillierten erhebliche Mengen von Aluminiumchlorid ab.

Die vorläufigen Ergebnisse dieser Untersuchung stimmen ganz gut mit denen von *Moldenhauer* überein. 1. Fig. (Z. f. anorgan. Chemie 51., S. 336—347.) *A.*

Wasserkraftanlagen.

Hochwasserausnutzung bei Wasserkraftanlagen. (*Gruner.*) Bei Wasserkraftanlagen mit Wehreinbauten in unmittelbarer Nähe des Turbinenhauses (z. B. Chèvres, Trezzo, Laufenburg), bei welchen größere Ober- und Unterwasserkanäle fortfallen, darf bekanntlich das Hochwasser nicht in dem Maße gestaut werden wie das Niedrig- und Mittelwasser, so daß das Nutzgefälle in Hochwasserzeiten stark verringert wird. Die Anlage in Chèvres besitzt ein rechtwinklig zur Rhone gestelltes Stoney Wehr mit sechs Schützen von 6 bezw. 10 m Breite, an welches unter einem stumpfen Winkel das Turbinenhaus anschließt. Der Unterwasserkanal wird nur durch eine Trennmauer gegen den freien Flußlauf hin gebildet. Es wurde nun beobachtet, daß sich in diesem Unterwasserkanal der Wasserspiegel höher einstellte als im Flusse. Man brach daher in die Trennmauer (nahe dem Wehr) eine durch Schützen verschließbare Oeffnung, wodurch der Wasserspiegel im Unterwasserkanal gesenkt und durch die saugende Wirkung der großen Schützentore die Senkung auf 45 cm vermehrt wurde. In Chèvres hatte sich ferner ergeben, daß beim Oeffnen einer Wehrschütze um nur 0,5 m, der Unterwasserspiegel um 1,6 m gesenkt wurde. Um zu ermitteln, ob das Betriebswasser in das erheblich gesenkte Unterwasser geleitet werden kann und welchen Einfluß das auf die Turbinen hat, wurden die Schützenöffnungen *3* und *5* als die senkenden Ejektoren benutzt, während eine Turbine in Schützenöffnung *4* eingebaut gedacht war. Da der Einbau einer wirklichen Turbine nicht möglich war, wurde eine besondere Vorkehrung mit Hilfsschütze getroffen. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in ausführlicher Zahlentafel dargestellt. Um die Wasserspiegelsenkung für das Nutzgefälle der Turbine zu ermitteln, wurde in Vessy an der Arve eine eigene Versuchsanlage gebaut, deren Ergebnisse ebenfalls in einer Zahlentafel wiedergegeben sind.

Die Versuche haben bewiesen, daß durch das unter den Hochwasserschützen ausströmende Hochwasser eine bedeutende Senkung des Unterwasserspiegels erreicht werden kann, und daß hierdurch bei passender Anlage der Turbinenkammern der Gewinn an Leistung bis auf 30 v. H erhöht wird. Allerdings zeigen die Versuche auch, daß die Anlage nicht in gerade ansteigender Linie durch die Ejektorenschützen verbessert wird, für jede Anlage ergibt sich vielmehr ein größter Gewinn. 13 Fig. (Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure. S. 1821 bis 1826.) *A. M.*

Werkzeugmaschinen.

Profileisenschneider. (*Uhlig.*) Mit den bis jetzt gebräuchlichen Scheren konnte man Profileisen nur rechtwinklig schneiden, während für Schnitte unter einem beliebigen Winkel nur die Kaltsäge zur Verfügung stand. Letztere braucht für ihre Arbeit aber eine erhebliche Zeit, z. B. zum Durchschneiden eines I-Profileisens von 300 mm Höhe unter Winkel wenigstens 30 Minuten. Ein neuer von der *Deutschen Niles Werkzeugmaschinenfabrik* eingeführter Profileisenschneider leistet nun dieselbe Arbeit in rund 1½ Minuten. Die Schnittfläche wird dabei so glatt wie gehobelt, Nacharbeiten der geschnittenen Profile ist denn auch nicht nötig. Das Prinzip der Maschine beruht auf eine Verteilung des Arbeitsvorganges auf mehrere Stufen. Das Profileisen wird fest eingespannt und die verschiedenen Teile des Profilganzen, wie Füße und Steeg, werden einzeln durchgeteilt. Der Kraftverbrauch ist dabei ein geringer und es tritt keine Formänderung an der Schnittfläche ein. Die Schneidevorrichtung umfaßt zwei Ober- und zwei Untermesserpaare, ein Stanzmesser und eine Reihe von Hobelstählen, die starr mit dem Stössel der Maschine verbunden sind. Für das Stanzmesser wurden verschiedene Formen ausprobiert, wobei sich ein treppenartig abgestuftes Messer als das günstigste erwies. Man kann die Anwendung dieses Messers als eine Erweiterung des Teilungsprinzips für den Arbeitsvorgang betrachten.

Die sehr stark konstruierte Maschine besteht aus einer Grundplatte und zwei Böcken. Der Einspannbock, der die Unter- und Obermesser besitzt und das zu schneidende Profileisen festspannt, ist unverschiebbar mit der Grundplatte verbunden, während der zweite Bock, der den Antrieb und den Stössel mit Stanz- und Hobelmesser trägt, verschiebbar angeordnet ist. Der Antrieb erfolgt durch einen Elektromotor von 15 PS, der auf dem verschiebbaren Bock sitzt. 4 Fig. (Werkstatt-Technik 1907, S. 34—37.) *Kr.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Spannungen und Formänderungen einer um einen ihrer Durchmesser gleichmässig sich drehenden Kreisscheibe. Von Ingenieur Dr. *Alfons Leon*, Assistent an der k. k. Technischen Hochschule in Wien. Mit 5 Abb. Wien u. Leipzig, 1906. Carl Fromme.

Proseminar-Aufgaben aus der Elastizitätstheorie. Von Ingenieur Dr. *Alfons Leon*, Assistent an der k. k. Technischen Hochschule in Wien. Mit 12 Abb. Wien und Leipzig, 1906. Carl Fromme. Preis geh. M. 2,50.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 8. Berlin, 23. Februar 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Fortschritte in der Theorie des Eisenbetons seit 1904.

Von Dr.-Ing. **P. Weiske**, Kassel.

Ein Markstein in der Entwicklung des Eisenbetonbaues ist in Deutschland die Herausgabe der amtlichen Bestimmungen für die Ausführung von Konstruktionen aus Eisenbeton bei Hochbauten vom 16. April 1904. Vor dieser Zeit herrschte eine große Verschiedenheit in der Verwendung der Berechnungsverfahren zur Bemessung der Eisenbetonbauten. Dies hatte zur Folge, daß die Prüfung derartiger Berechnungen für die Behörden sehr lästig war, und daß das Vertrauen derselben zu den neuen Konstruktionen nicht gerade gesteigert wurde. — Durch die Herausgabe der „Bestimmungen" wurde die neue Bauweise amtlich anerkannt. Außerdem wurde ein verhältnismäßig einfacher Rechnungsgang festgelegt, der in der Folge zahlreiche Arbeiten zur Gewinnung direkter Dimensionierungsformeln und Tabellen auslöste. Für die vorwärtsarbeitende Theorie wurde eine gewisse Richtschnur gegeben, nach der Versuche anzustellen und welche Fragen noch aufzuklären seien.

In den folgenden Zeilen wollen wir versuchen, eine Uebersicht über beide Arbeitsgebiete zu geben, über die Fortschritte in der praktischen Dimensionierung der Eisenbetonbauten und über die Fortschritte ihrer Theorie.

Bei der großen Menge der erschienenen Arbeiten konnten nicht alle berücksichtigt und gewürdigt werden, da hierzu der verfügbare Raum nicht ausreichen würde. Es sollen daher hauptsächlich typische Beispiele aus der Literatur hervorgehoben werden.

Die Leitsätze, welche den amtlichen Bestimmungen zugrunde gelegt sind, sind folgende:

1. Das Elastizitätsmaß des Eisens ist zu dem fünfzehnfachen von dem des Betons anzunehmen.
2. Die Spannungen des auf Biegung beanspruchten Körpers sind unter der Annahme zu berechnen, daß sich die Dehnungen wie die Abstände von der Nullinie verhalten und daß die Eiseneinlagen sämtliche Zugkräfte aufzunehmen haben.
3. Schubspannungen sind nachzuweisen, wenn Form und Ausbildung der Bauteile ihre Unschädlichkeit nicht ohne weiteres erkennen lassen.
4. Die Eiseneinlagen sind möglichst so zu gestalten, daß die Verschiebung gegen den Beton durch ihre Form verhindert wird. Soweit dies nicht geschieht, ist die Haftspannung rechnerisch nachzuweisen.
5. Die Berechnung der Stützen auf Knicken soll erfolgen, wenn ihre Höhe mehr als das 18 fache der kleinsten Querschnittsabmessung beträgt. Zur Berechnung der Stützen auf Knicken ist die *Euler*sche Formel anzuwenden.

Außerdem sind noch Angaben über die Ermittelung der Belastungen und äußeren Kräfte, sowie über die zulässigen Spannungen gemacht.

Im Anschluß hieran werden in den „Bestimmungen" Formeln abgeleitet für die Ermittelung der Lage der Nullinie und der Größe der Spannungen in Platten, Plattenbalken, Säulen und Gewölben von gegebenem Querschnitt.

Für die Praxis ist es wichtiger, direkte Dimensionierungsformeln zu haben, bei welchen die zulässigen Spannungen angenommen sind. Man kann aus den „Bestimmungen" Formeln ableiten für die Nutzhöhe h und den Eisenquerschnitt F_e.

Mit der Aufstellung von Formeln für die direkte Bemessung der Querschnitte beschäftigen sich eine Reihe von Arbeiten. Die ausführlichste Arbeit lieferte *Barkhausen (Deutsche Bauzeitung 1905, No. 1, 4, 5)*, weitere Beiträge stammen u. a. von *Mörsch (Eisenbetonbau, herausgegeben von Wayß und Freytag)*, *Turley*, *Ramisch*, *Weiske*, *Elwitz*.

Wir wollen das Verfahren der Dimensionierung der Platten und Plattenbalken kurz erläutern:

In Fig. 1a und b bezeichnet x die Breite der Druckzone, h die Nutzhöhe (Abstand der Eiseneinlage von der

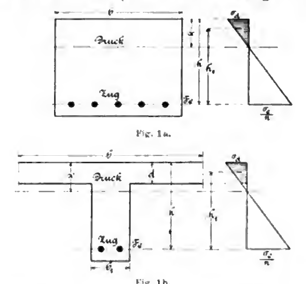


Fig. 1a.

Fig. 1b.

Druckkante), d die Plattenstärke, b die Breite der Druckzone (gew. $b = 100$), σ_d und σ_e die zulässigen Beanspruchungen von Beton und Eisen, F_e den Eisenquerschnitt.

Dann ist:

I. Die Breite der Druckzone:

$$x = \frac{1}{1 + \frac{\sigma_e}{15\,\sigma_d}} \cdot h$$

II. Der Abstand von Druck- und Zugmittelpunkt h_1:

1. für Platten und Plattenbalken mit $d > x$

$$h_1 = h - \frac{x}{3}$$

2. für Plattenbalken mit $d < x$

$$h_1 = h - \frac{d}{2} \cdot \frac{6 - 4 \cdot \frac{d}{x}}{6 - 3 \cdot \frac{d}{x}}$$

allgemein $h_1 = \varphi\, h$.

III. Der Eisenquerschnitt:

a) für Platten und Plattenbalken mit $d > x$

$$F_e = \frac{b\,x}{2} \cdot \frac{\sigma_d}{\sigma_e}.$$

b) für Plattenbalken mit $d < x$

$$F_e = b\,d\left(1 - \frac{d}{2\,x}\right)\frac{\sigma_d}{\sigma_e}.$$

allgemein

$$F_e = \mu \cdot b\,h.$$

Da nun das Biegungsmoment $M = \sigma_e \cdot F_e \cdot h_1$ ist, läßt sich auch schreiben:

$$M = \sigma_e\, \mu \cdot \varphi \cdot h^2$$

oder

$$h = \sqrt{\frac{1}{\mu \cdot \varphi \cdot \sigma_e}} \cdot \sqrt{M}.$$

Setzt man das Biegungsmoment in *mt* für 1 m Breite ein, so ist

$$h = \sqrt{\frac{1000}{\mu\, \varphi \cdot \sigma_e}} \cdot \sqrt{M}.$$

Die Benutzung dieser Formeln und der Einfluß der Verminderung der Plattenstärke bezw. des Verhältnisses $\frac{d}{h}$ ist für die Spannungen $\sigma_d = 40$ kg/qcm und $\sigma_e = 1200$ kg/qcm aus folgender Tabelle ersichtlich.

Göldel (beide im Verlag der „Tonindustriezeitung" erschienen).

Die Benutzung von Tabellen hat namentlich bei Plattenbalken mit Vorsicht zu geschehen. Die Tabellen sind berechnet unter Zugrundelegung der zulässigen Normalspannungen im gefährlichen Querschnitt. Sache des Konstrukteurs ist es, den so ermittelten Querschnitt gegen zu große Schub- und Scherspannungen durch Aufbiegen der Eisen, Einlegen der Bügel, möglichst große Teilung des Eisenquerschnittes und genügende Rippenbreite zu sichern. Neuere Versuche, auf welche wir später noch zurückkommen, haben bewiesen, daß nicht so sehr übergroße Normalspannungen, sondern zu große Schub- und Haftspannungen die Bruchursache waren. In den amtlichen Bestimmungen ist diesen Verhältnissen durch Annahme einer zulässigen Beanspruchung auf Schub von nur 4,5 kg/qcm und einer gleich großen zulässigen Haftspannung Rechnung getragen.

Es muß noch erwähnt werden, daß auch auf graphischem Wege sich die Aufgabe der direkten Dimensionierung lösen läßt. Mit Hilfe von Kraft und Seileck ist die Aufgabe gelöst von *Weiske u. a. in der „Tonindustriezeitung" 1905, No. 48.*

Ein anderes graphisches Verfahren stammt von *v. Emperger*, dasselbe ist von ihm u. a. erneut erörtert in dem Aufsatz: *„Eine rationelle Bestimmung der Abmessungen von Balken" („Beton und Eisen" 1906, Heft II).* Aus einem vierachsigen Diagramm kann man für gegebene Momentenwerte die Stützhöhen h, die Eisenquerschnitte F_e und die mit Berücksichtigung der Haftspannungen zu wählenden Durchmesser der Eisen δ entnehmen.

Neuerdings hat auf ähnlicher Grundlage, allerdings ohne Berücksichtigung der Schub- und Haftspannungen, *Haimovici graphische Tabellen* herausgegeben. *(Verlag von B. G. Teubner).*

Die Untersuchung der Spannungen in exzentrisch gedrückten Querschnitten (Säulen und Gewölbe) führt auf eine Gleichung dritten Grades zur Bestimmung der Lage der Nullinie. Die Lösung derselben ist unbequem. Eine Erleichterung gewähren die graphisch dargestellten Auflösungen dieser Gleichungen für gegebene Werte des Biegungsmomentes, des Normaldruckes und des Eisenbetonquerschnittes, die in Diagrammen vereinigt sind in

	d/h	h_1	$h = a\sqrt{M}$	$F_e = b\sqrt{M}$	$F_e = \mu\, b\, h$	Bemerkung
$\sigma_d = 40$ kg/qcm .	0,10	0,953 h	17,6 $\sqrt{M}$	5,0 $\sqrt{M}$	0,283 $\frac{b\,h}{100}$	
$\sigma_e = 1200$ kg/qcm .	0,15	0,932 h	15,2 „	5,9 „	0,388 „	M ist einzusetzen in *mt*
	0,20	0,914 h	14,0 „	6,5 „	0,466 „	
$x = 0,333\, h$ . . .	0,25	0,900 h	13,3 „	6,9 „	0,521 „	
	0,30	0,891 h	13,1 „	7,2 „	0,550 „	
	0,333	0,889 h	13,0 „	7,2 „	0,556 „	

Aus dieser Tabelle erkennt man, daß mit abnehmender Plattenstärke die erforderliche Höhe wächst und der Eisenquerschnitt abnimmt.

Für doppelte Armierung auf der Zug- und Druckseite kann man ähnliche Formeln ableiten. Man wird die doppelte Armierung wählen bei beschränkter Konstruktionshöhe, namentlich bei dem Anschluß von Plattenbalken an Säulen, wenn die Plattenbalken über mehrere Säulen weglaufen. Im allgemeinen ist es vorteilhafter, bei beschränkter Konstruktionshöhe mit niedrigeren Eisenbeanspruchungen und einfacher Armierung zu arbeiten.

Für den praktischen Gebrauch sind mit Benutzung ähnlicher Formeln mehrere Tabellenwerke herausgegeben, aus welchen die Abmessungen für gegebene Nutzlasten entnommen werden können. Zu erwähnen sind die Tabellen von *Kaufmann, von Schybilsky* (beide bei *Ernst & Sohn* erschienen), von *Schellenberger* und von *Ramisch-Mörsch-Weyß* und *Freytag*, „Der Eisenbetonbau, S. 115.

Für das Entwerfen empfiehlt sich wieder die Benutzung von direkten Dimensionierungsformeln.

Ist P die Normalkraft und e_0 ihr Abstand von der Achse des Stützen- oder Gewölbequerschnittes, so ermittelt man zunächst unter Zugrundelegung einer durchschnittlichen Spannung σ_0 den Betonquerschnitt und legt hierdurch den Abstand der Kraft P vom Druckrande $\pm\, e$ fest. (Fig. 2.)

Das Verhältnis der Breite der gedrückten Zone x zur Nutzhöhe h ist durch die unrein quadratische Gleichung:

$$\frac{x}{h} = 1,5 - \sqrt{2,25 - 6\left(1 - \frac{e}{h}\right)\frac{\sigma_0}{\sigma_d}} \quad . \quad . \quad \text{I}$$

gegeben. σ_d ist die anzunehmende größte Kantenpressung.

Hierbei muß

$$\frac{\sigma_d}{\sigma_0} < \frac{2}{3}\left(\frac{h}{e}\right)$$

sein, weil sonst keine Eiseneinlagen erforderlich sind.

Der Eisenquerschnitt in der Zugzone ergibt sich aus der Gleichung

$$\mu = \frac{F_e}{b\,h} = \frac{\left(\frac{x}{h}\right)^2 - 3\left(\frac{x}{h}\right)\cdot\frac{e}{h}}{90\cdot\frac{1-\frac{x}{h}}{\frac{x}{h}}\cdot\left(1-\frac{e}{h}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad 2$$

Die Zugspannung in der Eiseneinlage ergibt sich dann aus der Gleichung

$$\sigma_e = n\cdot\frac{1-\frac{x}{h}}{\frac{x}{h}}\cdot\sigma_d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3$$

hierbei ist $n = 15$ anzunehmen. Ist e negativ (wenn P außerhalb des Querschnitts wirkt), so ist das Vorzeichen der mit e behafteten Glieder in den Gleichungen 1 und 2 umzukehren.

Die Kenntnis einer weiteren Lösung dieser Aufgabe verdanke ich der persönlichen Mitteilung des Herrn Professor Dr.-Ing. *Hotopp*, Hannover.

Hotopp berechnet aus einer unrein quadratischen Gleichung die Nutzhöhe h für gegebene Werte von P und e_0 und gibt für angenommene Spannungen den Eisenquerschnitt F_e als Funktion von h an. Praktische Dimensionierungsformeln liefert auch die Arbeit von *Fröhlich*: „*Das Widerstandsmoment des Eisenbetonquerschnittes und seine Anwendung im Gewölbebau. Beton und Eisen 1906, S. 43.* Eine Berechnung der Säulen auf Zerknicken ist im allgemeinen nicht erforderlich, da die amtlichen Bestimmungen eine solche nur vorschreiben für den Fall,

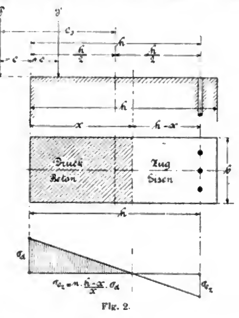


Fig. 2.

daß die Säulenhöhe größer als das achtzehnfache der kleinsten Querschnittsabmessung ist.

Für diesen Fall läßt sich aus den Bestimmungen die praktische Formel für das Trägheitsmoment in cm^4 ableiten.

$$J = 70\,Pl^2,$$

hierbei ist P in t, l in m einzusetzen.

Bei der Berechnung des Trägheitsmoments ist das Eisen mit dem 15 fachen Querschnitt einzuführen. —

(Fortsetzung folgt).

Ueber einige eisenbahnsignal-technische Neuigkeiten.

Von **L. Kohlfürst.**

(Schluß von S. 105 d. Bd.)

III. *Ergänzungen und Vervollkommnungen an elektrischen Kraftstellwerken.*

Da die elektrischen Kraftstellwerke bei weitem noch keine so vieljährige Anwendungs- und Entwickelungsepoche hinter sich haben als die mechanischen, ist naturgemäß auf diesem Gebiete die Zahl und Mannigfaltigkeit der unausgesetzt zu Tage tretenden Fortbildungen und namentlich der Ausgestaltungen gewisser Einzelheiten eine um so reichere. Selbstverständlich gehen die einschlägigen Bestrebungen in erster Reihe dahin, immer wieder neue bezw. verbesserte Mittel und Wege zu finden, um den verschiedenen Schwierigkeiten zu begegnen, durch welche der glatte verläßliche Betrieb beeinträchtigt oder gar gefährdet werden kann.

Eine dieser Schwierigkeiten besteht u. a. bekanntlich darin, daß die Umstellung einer Weiche vorzunehmen versucht werden kann, während sie schon oder noch von Fahrzeugen besetzt ist. Im allgemeinen geschieht die Bekämpfung dieser Fährlichkeit bei *elektrisch* bewegten Weichen durch Isolierung des vor der Weichenzunge liegenden Gleisstückes und Zwischenschaltung eines Elektromagnetes, welcher infolge des Kurzschlusses, den die Radachsen der gegen die Weiche fahrenden Züge oder Fahrzeuge zwischen den beiden Schienensträngen bewirken, erregt oder stromlos gemacht wird. Die hierbei entstehende Bewegung des Elektromagnetankers, mag derselbe angezogen oder abgerissen werden, verriegelt den Weichenstellhebel und läßt die Gebrauchnahme derselben erst wieder zu, bis der vorbesagte Kurzschluß aufhört, d. h. bis die isolierte Gleisstelle von keinem Fahrzeug mehr besetzt ist. Einfacher und in mancher Beziehung dienlicher ist es jedoch, diesem Elektromagneten lediglich die Rolle eines Relais zuzumessen, indem er einfach die über einen Anker geführte Arbeitsleitung bei Eintritt des von den Fahrzeugen bewirkten Kurzschlusses zu unterbrechen hat, wodurch natürlich die Entsendung eines den Motor antreibenden Stromes unmöglich gemacht und somit also auch jede Umstellung der Weiche verhindert wird. Allein gerade bei diesen Anordnungen erscheint es nicht ausgeschlossen, daß — beispielsweise während Zugsverschiebungen — in demselben Augenblick, in welchem bereits eine Weichenumstellung eingeleitet, aber noch nicht vollendet wurde, das erste Räderpaar von Fahrzeugen, die sich gegen die Weichenspitze bewegen, auf das isolierte Gleisestück gelangen. In diesem Falle würde zufolge der Wirkung des Abschalte-Elektromagnetes der Arbeitsstrom vorzeitig unterbrochen, d. h. die Bewegung der Weichenzungen noch vor Erreichung der richtigen Endlage aufhören und die Fahrzeuge durch die halbgestellte Weiche in Entgleisungsgefahr gebracht werden. Zur Abwehr gegen diese Möglichkeit bedarf die Anordnung also noch in der Richtung der Vervollkommnung, daß die einmal eingeleitete Weichenumstellung durch das Abschalterelais nicht gestört werden

kann, sondern daß das letztere seine Wirksamkeit erst in dem Augenblick zur Geltung zu bringen vermag, wo die Weichenumstellung richtig vollendet ist und die damit verbundene Umschaltung der Arbeitsleitung am Stellwerk sich vollzogen hat.

Diesen Zweck erreicht eine *Siemens & Halske*sche ebenso einfache als sinnreiche Vorkehrung durch Beigabe noch eines zweiten Abschalterelais, das in die Arbeitsleitung eingeschaltet wird und dessen Ankerkontakt mit jenem des ersten, in die Gleiseleitung eingeschalteten Relais zusammenwirken muß, wenn die Abschaltung der Arbeitsleitung sich tatsächlich vollziehen soll. Das mit der isolierten Fahrschiene i_1 i_2 (Fig. 15) durch die Leitung l_9 verbundene Relais r_2 steht in dauerndem Ruhestrom, solange der Schließungskreis eines Teiles der Stromquelle B über den Vorschaltwiderstand W, l_8, Fahrschiene, l_9, r_2, e_3 und e_1 ungeändert bleibt. Das in die Arbeitsleitung l_1 l_2 eingeschaltete zweite Relais r_1 ist hingegen nur dann stromdurchflossen, wenn diese Leitung über u_2 für eine Weichen-

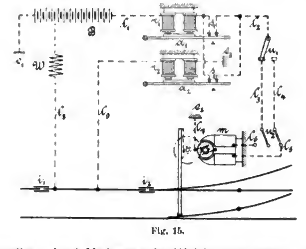


Fig. 15.

umstellung durch Umlegung des Weichenstellhebels — wie es in Fig. 15 dargestellt erscheint — über den Motor m, l_7, e_2 und e_1 in Schluß gelangt, u. z. nur so lange, bis die selbsttätige Umlegung des Schalters u_2 beim Motor stattfindet, wodurch die Arbeitsleitung in u_2 nach richtig vollzogener Weichenumstellung wieder unterbrochen wird.

Im letzteren Fall, welcher der Ruhelage der Einrichtung entspricht, wird abweichend von der Zeichnung der Relaisanker a_1 abgerissen und daher der den Kontakt s_2 des Relais r_2 überbrückende Stromweg s_1 unterbrochen sein. Der Entsendung des Arbeitsstromes steht während dieser Grundstellung vom Relais r_2 kein Hindernis entgegen, da der Strom seinen Weg über l_1, r_1, s_2, l_2 usw. geschlossen findet. Gelangt jedoch ein Fahrzeug auf die isolierte Schiene, so wird infolge des im Gleise entstehenden Kurzschlusses bezw. Erdschlusses den Wicklungen des Relais r_2 der Strom entzogen und der abfallende Anker a_2 macht durch Unterbrechung des Stromweges s_2 bis auf weiteres jedes Stellen der Weiche, wie bereits oben besprochen wurde, unmöglich, weil nunmehr zwischen l_1 und l_2 keine leitende Verbindung mehr besteht. Würde aber in dem Augenblick, in welchem die sich der Weiche nähernden Fahrzeuge die isolierte Schiene erreichen, der Motor über w_1 und w_2 bereits eingeschaltet sein, so reißt allerdings der Anker a_2 ab, allein er wird, da vorläufig a_1 angezogen bleibt, seine unterbrechende Rückwirkung auf die Arbeitsleitung nicht früher ausüben können, bevor nicht die Unterbrechung im Umschalter u_2 eintritt bezw. bevor nicht die begonnene Weichenumstellung richtig erfolgt ist.

Bei der Durchführung dieser Anordnung wird es zur Wahrung des Grundsätzlichen und zum Erzielen des angestrebten Zweckes keineswegs geboten sein, *zwei* Relais mit getrennten Ankern im Sinne der Zeichnung (Fig. 15) anzuwenden, sondern die beiden Elektromagnete können ebensowohl knapp aneinander gerückt werden und nur *einen* gemeinsamen Anker erhalten, mit nur einem Kontakt s_2. Letzterer wird in jenem Falle, wo die Weichenumstellung noch zu Ende geführt werden soll, nicht unterbrochen werden, weil das Relais r_1 den gemeinsamen Anker bis zum Vollzug der Motorarbeit festhält. Endlich ließe sich das nämliche Ergebnis mit nur einem Elektromagneten erreichen, wenn derselbe zwei Wicklungen erhält, von denen die eine in den Abschaltstromkreis, die andere in die Arbeitsleitung des Motors geschaltet wird, genau so wie es bei r_1 und r_2 in Fig. 15 der Fall ist. Auch bei dieser Anordnung braucht nur *ein* Anker vorhanden zu sein, dessen Abfall natürlich stets solange verhindert bleiben wird, als Arbeitsstrom über die betreffende Relaiswicklung läuft. Es braucht wohl auch kaum besonders bemerkt zu werden, daß die geschilderte Anordnung nicht für schnellfahrende Züge, für welche ja ohnehin die Weichen schon vor dem Freigeben der Fahrstraße festgelegt werden, bestimmt ist, sondern für Rangierbewegungen, bei denen immer nur eine verhältnismäßig geringe Fahrgeschwindigkeit vorkommt und sonach die Möglichkeit, daß eine bereits begonnene Weichenumstellung bei sonst regelrechten Betriebsverhältnissen mehr Zeit zu ihrer Vollendung brauchen könnte, als die erste Fahrzeugachse für den Weg vom Beginn der isolierten Schiene bis zur Weichenspitze benötigt, als ausgeschlossen gelten darf.

Eine Sicherungsanordnung, welche *The British Railway Signal Company Ltd.* in London eingeführt hat, um der Fährlichkeit zu begegnen, welche allenfalls eintreten könnte, wenn während der Lage für *Freie Fahrt* eines elektromotorisch stellbaren Signals, eine Verschlingung der vom Stellort zum Signal führenden Stromleitungen stattfinden würde, zeigt Fig. 16. Es muß diesfalls vorerst in Betracht gezogen werden, daß es sich hierbei um jene in England bekanntermaßen übliche Einrichtung mittels Elektromotoren bewegter Flügelsignale handelt, welche in dem Falle als ein Drahtbruch in den Leitungen eintritt die Haltlage nicht zu ändern vermögen bezw. sich selbsttätig auf *Halt* einstellen und mit elektrischen *Rückmeldern* (signal repeaters) verbunden sind, durch welche am Stellort die jeweilige Lage des Mastsignalarmes ersichtlich gemacht wird, indem sich auf einer kleinen vor den Augen des Signalwärters aufgestellten Nachahmung das Signalzeichen wiederholt.

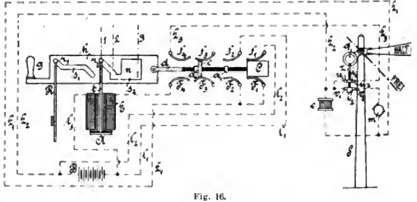


Fig. 16.

Die betreffende Gesamtanlage für ein einflügeliges Signal besteht am Stellort aus der Stromquelle B, dem Elektromagneten des Rückmelders E und aus dem mit einem Griff g durch Ziehen oder Schieben zu handhabenden Stellhebel h, welcher mit zwei Gleitschlitzen s_1 und s_2 versehen und durch eine Gelenkstange d mit einem aus

vier Federpaaren $f_1 F_1$, $f_2 F_2$, $f_3 F_3$, $f_4 F_4$ und den beiden Stromschlußstücken C und c zusammengesetzten Schalter verbunden ist. Von den genannten zwei Gleitschlitzen dient s_1 in gewöhnlicher Weise als Leitweg für die am oberen Ende des die Abhängigkeiten besorgenden Verschlußriegels R angebrachte Rolle r_1, und s_2 desgleichen als Leitweg für eine Rolle r_2, welche durch die Stange t mit dem Anker A des Rückmelder-Elektromagnetes steif verbunden ist. Im Schalter verbindet das Stromschlußstück C, solange sich der Stellhebel h in seiner durch Fig. 16 dargestellten normalen Ruhelage befindet, das Federpaar $f_1 F_1$, während das auf der Stange d zwischen den beiden Stellringen a_1 und a_2 verschiebbare Stromschlußstück c von den isolierten Federn $f_3 F_3$ festgehalten wird. Der Hebel oder besser gesagt Schieber h kann drei verschiedene Lagen einnehmen, nämlich 1. die in der Zeichnung dargestellte Grundstellung, 2. die Anzeigestellung und 3. die Arbeitsstellung, welche rücksichtlich der Stelle, auf der sich bei jeder dieser Schieberlagen die Rolle r_2 befindet, in Fig. 16 durch strichpunktierte Linien mit den Ziffern *1*, *2* und *3* besonders gekennzeichnet sind.

Beim Signal S befinden sich der die Freistellung durchführende Elektromotor m, ferner der Elektromagnet e, welcher die Lage für *Freie Fahrt* nach erfolgter Umstellung, wo der Motor abgeschaltet wird und zu arbeiten aufhört, aufrecht zu halten hat und die zwei vom Gegengewicht q des Signalflügels vermittels der Stange z beeinflußten für gewöhnlich geschlossenen Kontakte $u_1 i_1 u_2$ und $v_1 i_2 v_2$, von denen sich der erstere stets sofort bei Aenderung der normalen Haltlage des Signalarmes löst, wogegen der zweite erst knapp vor dem Augenblicke unterbrochen wird, wo die Umstellung auf *Freie Fahrt* vollzogen ist. Wie diese Hauptteile des Stellortes und der Einrichtung beim Signal untereinander durch Stromleitungen verbunden sind, geht ohne weiteres aus den gestrichelten Linien der Fig. 16 hervor.

Soll mit dem für gewöhnlich *Halt* zeigenden Signal S die Fahrterlaubnis erteilt werden, so zieht der Signalwärter den Schieber h so weit nach links, d. h. gegen sich, bis dieser seine zweite Endstellung (*3*) erreicht hat. Dabei tritt C zwischen f_2 und F_2 und etwas später gelangt c, von a_1 mitgezogen, zwischen f_4 und F_4. Infolge des zuerst eingetretenen Kontaktes $f_2 C F_2$ findet von B aus ein Strom über l_1, f_2, C, F_2 L_1, m, $v_2 i_2 v_1$ und L_2 seinen Weg; der hierdurch tätig werdende Motor zieht den Flügel in die Freistellung, wodurch zunächst der Stromweg $u_1 i_1 u_2$ im Rückmeldekontakt des Signals und dann, sobald der Flügel seinen Weg nahezu vollendet hat, auch der Stromweg $v_2 v_1$ durch das Hochgehen des Stromschlußstückes i_2 unterbrochen wird, weshalb m keinen Strom mehr erhält und seine Arbeit einstellt. Der ungeteilte Arbeitsstrom findet nunmehr seinen Weg über den früher im Nebenschluß gestandenen Elektromagneten e und macht ihn genügend kräftig, den Flügel in der Freilage festzuhalten.

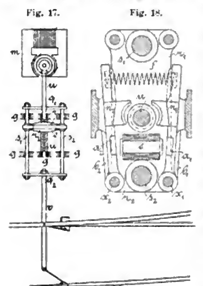
Um das Fahrsignal wieder einzuziehen, schiebt der Signalwärter den Stellhebel h in die Anzeigelage zurück, d. i. so weit, bis r_2 die Stellung *2* einnimmt. Bei dieser Bewegung von h hört im Schalter zunächst der Stromweg f_2 C F_2 auf, weil das Stromschlußstück C wieder zwischen F_1 und f_1 gelangt; beim Signal wird daher e stromlos und der Signalflügel kehrt vermöge seines Gegengewichtes in die wagerechte Lage zurück, wodurch auch der Doppelkontakt des Signals $u_1 i_1 u_2$ und $v_1 i_2 v_2$ wieder in Schluß gelangt. In diesem Augenblicke erfolgt am Stellort eine Anziehung des Ankers A, weil bei der Verschiebung des Schiebers h aus der Stellung *3* in die Stellung *2* das Stromschlußstück c zwischen f_4 und F_4 geblieben und nur ein Stück des isolierten Teiles der Stange d durch c geschlüpft ist. Der Rückmelderstrom findet deshalb von B über l_3, E, F_4, c, f_4, L_3, u_2, i_1, u_1 und L_2 einen geschlossenen Weg; es erfolgt die eben erwähnte Anziehung des Ankers A, welche die Rolle r_2 zwingt, im schrägen Teil des Schlitzes s_2 hochzugehen, wobei der Schieber h lediglich durch den Druck, welchen r_2 auf die rechtsseitige Schlitzkante ausübt, selbsttätig in die Ruhelage *1* zurückkehrt. Bei dieser Bewegung gelangt das Stromschlußstück C noch tiefer zwischen f_1 und F_1 und auch c wieder zwischen f_3 und F_3, weil c vom Stellring a_1 mitgenommen und in die gezeichnete Ursprungslage zurückgeschoben worden ist.

Würde nun beispielsweise eine Verschlingung zwischen L_1 und L_2 bestehen, so könnte des Kurzschlusses halber eine Umstellung auf *Freie Fahrt* überhaupt nicht erfolgen, wohl aber würde, wenn der Signalwärter den Schieber h in die Lage *3* brächte, durch den über E gelangenden Teilstrom eine Anziehung des Ankers A bezw. ein Hochgehen der Rolle r_2 innerhalb des viereckigen Ausschnittes n erfolgen, was das Vorhandensein eines Anstandes sofort erkennen ließe. Dasselbe Hochspringen der Rolle r_2 wird platzgreifen, wenn die Verschlingung zwischen L_1 und L_2 erst nach erfolgter Freistellung des Signals eintritt, in welchem Falle der Flügel sich selbsttätig in die wagerechte Lage einstellt. Endlich erfährt der Rückmelder - Elektromagnet E ersichtlichermaßen dieselbe Erregung, wenn etwa während der Freilage des Signals eine Verschlingung der Leitung L_1 mit L_2 oder L_3 mit L_2 stattfindet, in welchen Fällen allerdings eine selbsttätige Rückstellung des Signals nicht eintritt. Bei jeder der ins Auge gefaßten Betriebsstörungen — denen, nebenbei bemerkt, vorerst durch die vorzügliche Bauausführung der Leitungen am besten und sichersten zu begegnen sein dürfte — ersieht der Signalwärter an der oben geschilderten außergewöhnlichen Tätigkeit des Rückmelders, daß eine Unordnung besteht; er hat auf Grund jeder solchen Beobachtung den Stellhebel h so weit aus der Lage *3* zurückzuschieben, als es die sich an der linksseitigen Kante des Anschnittes n festlehnende Rolle r_2 gestattet, welche Schieberbewegung aber hinreicht, das Stromschlußstück C vom Federnpaar f_2 F_2 zu lösen und sonach L_1 stromlos zu machen bezw. für alle Fälle die Haltlage des Signals zu sichern. Eine Rückstellung des Schiebers h in die richtige Anzeigelage *2* oder in die Ruhelage *1* kann dabei unbedingt erst wieder erfolgen, wenn der Anstand durch Beseitigung der Leitungsverschlingung behoben worden ist.

Wenn von einem Elektromotor angetriebene Teile ganz bestimmt abgegrenzte Bewegungen auszuführen haben, derart, daß im Augenblick des Erreichens der Endstellung auch der Antrieb aufhören muß, oder daß umgekehrt mit der Unterbrechung des Arbeitsstromes im Motor gleichzeitig auch die Bewegung des angetriebenen Teiles abschließen soll, so ergibt sich bekanntlich die Notwendigkeit, zwischen Motor und angetriebenen Teil eine Kupplung vorzusehen, welche die Uebertragung stets nur so lange aufrecht hält als der Motor Arbeit zu leisten hat. Für solche Kupplungen an den elektrischen Stellvorrichtungen der Weichen und Signale, bei denen sich ja die vorgedachte Notwendigkeit im besonderen Maße geltend macht, verwertet die *Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft* in Berlin neuestens die Schraubenspindel mit zweiteiliger aufklappbarer Mutter, wie sie beispielsweise an Drehbänken mitunter Benutzung findet, nur daß bei letzterer Anwendung die Mutter in der Regel mechanisch, bei der neuen Verwendungsweise jedoch elektromagnetisch geschlossen bezw. geöffnet wird.

Die Draufsicht einer Weichenstellvorrichtung von der in Rede stehenden Anordnung stellt Fig. 17 dar und läßt sich daraus ersehen, daß der Motor m die im Gestelle g gelagerte Schraubenspindel u durch eine Kegelradübersetzung antreibt. Die die Mutter der Spindel tragenden

Querstücke r_1 und r_2 stehen mit den beiden Zugstangen s_1 und s_2 in fester Verbindung, während die letzteren durch die Querstücke q_1 und q_2 parallel gehalten im Gestelle g in Schiebelager oder Führungen laufen. Da schließlich die Weichenantriebstange v an dem Querstück q_2 befestigt ist, so wird, wenn vom Stellorte aus durch Umlegen des Weichenstellhebels Arbeitstrom in den Motor gelangt, je nach der Richtung dieses Stromes die Stange v vermittels der besagten Uebertragungsteile von m hin- oder zurückgeschoben bezw. die Weiche in dem einen oder im anderen Sinne umgestellt, wobei nach bekannter Weise die Stange v in dem Augenblick, wo die Weichenzungen ihren Weg vollenden, den Anschluß der Arbeitsleitung wechselt und hierdurch gleichzeitig den Arbeitstrom im Motor unterbricht.


Fig. 17. Fig. 18.

Die in Fig. 18 im Querschnitt dargestellte Spindelmutter, welche das Gestänge s_1 s_2 (Fig. 17) bewegt, besteht aus zwei getrennten Hälften n_1 und n_2 (Fig. 18), welche von den Backen b_1 bezw. b_2 festgehalten werden. Letztere drehen sich um die in den beiden Querstücken r_1 und r_2 (Fig. 17) gelagerten Achsenzapfen x_1 bezw. x_2 (Fig. 18) und werden durch eine Wurmfeder f stets auf eine bestimmte durch einregulierte Anschläge begrenzte Weite auseinandergerückt. Ein zwischen den beiden Backen b_1 und b_2 eingebauter Elektromagnet e wirkt, wenn er stromdurchflossen ist, gleichzeitig auf die beiden in b_1 bezw. b_2 eingesetzten Anker a_1 und a_2 so kräftig, daß der Druck der Feder f überwunden und die beiden Mutterhälften n_1 und n_2 geschlossen und dergestalt an die Schraubenspindel u gepreßt werden, daß der Eingriff der Spindel in gleicher Weise erfolgt, als bestände die Mutter nur aus einem einzigen Stück.

Damit die geschilderte Anordnung der vorliegendenfalls gestellten Anforderung als lösbare Kupplung entspricht, ist es lediglich notwendig, daß die Wirksamkeit des Elektromagnetes e (Fig. 17 und 18) zu demselben Zeitpunkte eintritt, in welchem Arbeitstrom in den Motor m (Fig. 17) gelangt und auch mit dem letzteren, was noch wichtiger ist, zugleich aufhört. Dies läßt sich sehr einfach erreichen, wenn man den Elektromagnet e derart neben den Motor schaltet, daß bei jedesmaligem Umlegen des Weichenstellhebels am Stellort zugleich mit der Arbeitsleitung auch die zu e führende Leitung eingeschaltet wird und daß diese beiden Leitungen durch den von v gesteuerten Schalter auch wieder gleichzeitig unterbrochen werden, sobald die umgestellte Weiche ihre Endlage erreicht. Im Augenblicke dieser Unterbrechung hört, wie schon oben gesehen wurde, die Verbindung zwischen der Weichenantriebstange und der Schraubenspindel auf und der Motor kann also frei auslaufen.

Ergebnisse neuerer Dauerversuche an Metallen.

Von **E. Preuß.**

(Fortsetzung von S. 102 d. Bd.)

3. *Versuchsergebnisse von Rogers.* Die Versuche von *Rogers* erstrecken sich im wesentlichen auf den Einfluß der Wärmebehandlung auf die Arbeitsfestigkeit. Geprüft wurden drei Eisensorten *A*, *B*, *C*, von der Zusammensetzung (Tab. 4):

Tabelle 4.

Sorte	*C*	*Mn*	*Si*	*S*	*P*
A	0,27	1,06	0,047	0,042	0,040
B	0,14	0,60	0,112	0,040	0,031
C	0,32	0,31	0,027	0,025	0,028

Entsprechend der Verminderung der beim Zugversuch mit stetig wachsender Belastung erhaltenen Werte für σ_P und σ_B durch vorheriges Ausglühen zeigten die untersuchten Materialien *A* und *C* auch beim Dauerversuch geringere Festigkeit, wenn ein Ausglühen vorhergegangen war; hatte Ueberhitzung stattgefunden, so sank die Arbeitsfestigkeit wesentlich (siehe Versuch No. 4 Tab. 5). Wiedererhitzen des überhitzten Materials hob den Wert für die Arbeitsfestigkeit wieder etwas, aber nicht in dem erwarteten Maße. Durch Abschrecken wurde die Arbeitsfestigkeit gesteigert.

Tab. 5 gibt die Hauptergebnisse von *Rogers* wieder. In ihr bedeutet δ_{10} die Bruchdehnung, gemessen auf 100 mm Länge, σ die beim Dauerversuch angewandte Spannung, d. h. die Summe der Zug- und Druckspannung. Da *Wöhler*sche Maschinen mit sich drehendem Probestab verwendet wurden, so ist die Zugspannung stets gleich der Druckspannung.

Rogers hat auch den Einfluß der Wiedererhitzung von Material, das bereits längere Zeit der Dauerbeanspruchung unterworfen war, untersucht und ebenfalls gefunden, daß das Wiedererhitzen nicht vorteilhaft ist. Als Grund dafür gibt er an, daß sich beim Dauerversuch mehr oder weniger lange Haarrisse ausgebildet hatten, deren Oberfläche durch das nachfolgende Erhitzen oxydiert war, so daß eine Wiedervereinigung des Materials ausgeschlossen war. Je höher das Material erhitzt wird, desto mehr oxydieren diese Risse und um so ungünstiger wird die Erhitzung auf die Lebensdauer des Materials einwirken. *Rogers* schlägt Erhitzen, gegebenenfalls bis zur Glühwärme, vor, um die Risse bei dauernd beanspruchtem Material gut sichtbar zu machen.

4. *Die Versuche von Stanton und Bairstow*, die bisher noch nicht abgeschlossen sind, gingen hauptsächlich von folgenden Gesichtspunkten aus: Die noch heute benutzten Angaben über die Arbeitsfestigkeit beruhen im wesentlichen auf den bereits $3^1/_2$ Jahrzehnte zurückliegenden Versuchen *Wöhlers* und wurden an Materialien festgestellt, wie sie zur Zeit nicht mehr benutzt werden. Daher ist besonders die Prüfung von *modernem* Material wünschenswert und zwar in dem Zustand, in den es im Maschinenbau verwendet wird, ohne jede vorherige Wärmebehandlung. Von einigen Seiten wird Schweißeisen als besonders widerstandsfähig gegen Dauerbeanspruchung empfohlen, was von anderer Seite bestritten wird. Diese Frage ist zu klären. Der Einfluß der Geschwindigkeit der Lastwechsel auf die Arbeitsfestigkeit ist zu bestimmen. Die bei den Hauptversuchsreihen benutzten Lastwechselzahlen sollen den bei modernen schnellaufenden Maschinen

Tabelle 5.

Material	Versuch No.	Wärmebehandlung	Zugversuch mit stetig wachsender Belastung				Dauerversuch	
			σ_P kg/qmm	σ_S kg/qmm	σ_B kg/qmm	δ_{100} v. H.	σ	Bruch-wechselzahl z
A	1	Anlieferzustand	38,4	43,5	59,0	24,07	59,8	2 636 100
	2	$^1/_2$ Std. bei 655° geglüht, langsam abgekühlt	—	—	—	—	56,0	1 493 600
	3	10 Min. bei 900° geglüht, in kalt. Wasser abgeschreckt	31,8	—	163,0	3,35	126,0	3 652 450
	4	3 Std. bei 1215° geglüht, langsam abgekühlt	18,4	21,7	47,0	25,64	47,0	606 700
	5	3 Std. bei 1215° geglüht, langsam abgekühlt, danach 10 Min. bei 900° geglüht, langsam abgekühlt	19,1	26,7	48,5	23,5	55,7	2 692 700
B	6	Anlieferzustand	25,4	31,6	33,2	27,33	50,4	982 550
	7	$^1/_2$ Std. bei 670° geglüht	23,4	25,2	43,0	27,84	50,4	4 813 900
	8	$^1/_2$ Std. bei 1010 geglüht	17,0	20,4	41 3	—	50,4	4 916 750
C	9	Anlieferzustand	26,3	27,4	46,2	—	50,4	947 482
	10	$^1/_2$ Std. bei 675° geglüht	19,6	20,9	40,0	—	47,2	361 400
	11	$^1/_2$ Std. bei 1150° geglüht	11,2	14,9	41,7	26,13	44,0	868 850
	12	2 Std. bei 1150° geglüht	11,8	13,8	40,6	27,35	44,0	836 905

auftretenden Spannungswechselzahlen entsprechen. Der Einfluß scharfer Uebergänge bei Querschnittsänderungen des Probestabes ist zu untersuchen und die Ursachen des Bruches bei Dauerbeanspruchung durch mikroskopische Untersuchung festzustellen.

Untersucht wurden die in Tab. 6 aufgeführten Materialien.

Dies Ergebnis bestätigte also die Angaben von *Wöhler* und *Bauschinger.*

Die mit Versuchsstäben ohne scharfe Querschnittsübergänge (Form 1) erhaltenen Versuchsergebnisse sind im Schaubild (Fig. 8) enthalten. Die Kurven haben bei etwa 400 000 Lastwechseln bereits nahezu ihre Asymptote, die Arbeitsfestigkeit σ_A, erreicht. Daher bezeichnete *Stanton*

Tabelle 6.

No.	Bezeichnung	C	Mn	Si	S	P	σ_P kg/qmm	σ_S kg/qmm	σ_B kg/qmm	$\delta_{l=20,0\,mm}$
1	Schwed. Bessemerstahl No 3	0,645	0,260	0,062	0,010	0,028	43,5	45,7	74,8	12,9
2	" " " 2	0,446	0,370	0,058	0,012	0,028	39,3	43,8	69,0	17,0
3	" " " 1	0,170	0,100	0,021	0,012	0,013	33,6	37,6	44,8	22,8
4	" Holzkohleneisen	0,039	—	—		0,018	20,3	22,7	30,8	33,8
5	Kolbenstangenstahl	0,446	0,470	0,063	0,044	0,067	30,8	35,2	69,0	18,1
6	Geschmiedeter Stahl	0,336	0,560	0,072	0,021	0,026	20,3	22,7	46,3	16,6
7	Flußeisen No. 2	0 331	0,680	0,086	0,056	0,066	22,5	24,8	44,5	24,6
8	" " 1	0,065	0,040	0,148	0,010	0,135	16,8	21,1	34,5	28,0
9	Schweißeisen No. 2	0,195	0,005	0,086	0,011	0,054	21,0	23,1	40,3	23,8
10	" " 1	0,029	0,070	0,127	0,024	0,219	22,5	25,9	37,5	27,0

Die Probestäbe hatten die in Fig. 7 abgebildeten Formen. Form *1* ist die gleiche wie bei den Versuchen von *Smith.* Form *2* hat aufgeschnittenes Gewinde, Form *3* hat wenig abgerundete, Form *4* scharfe Querschnittsübergänge. Form *5* hat rechteckigen Querschnitt, dessen Zweck weiter unten bei Besprechung der metallographischen Untersuchungen noch erörtert werden wird.

Bei der von *Stanton* verwendeten Maschine erhält der Probestab bei jedem Spannungswechsel sowohl Zug- wie Druckbeanspruchung und zwar standen beide meistens im Verhältnis 1,4 : 1 zu einander. Durch die Versuche von *Wöhler* und *Bauschinger* ist nun nachgewiesen, daß die Widerstandsfähigkeit eines Stabes nicht vom absoluten Wert der angewendeten Spannung, sondern vom Unterschied zwischen der Höchst- und Niedrigstspannung abhängt, also wenn der Stab Zug- und Druckspannung erhält, von der Summe der beiden letzteren. Um die Richtigkeit dieser Ergebnisse nachzuprüfen, wurde das Verhältnis beider Spannungen bei einigen Versuchsreihen *Stantons* von 1,4 auf 1,09, 0,92 und 0,72 verändert. Dabei zeigte sich, daß, wie auch das Verhältnis der Zug- zur Druckspannung war, die gleichen Wirkungen erzielt wurden, wenn die Summe beider Spannungen gleich war.

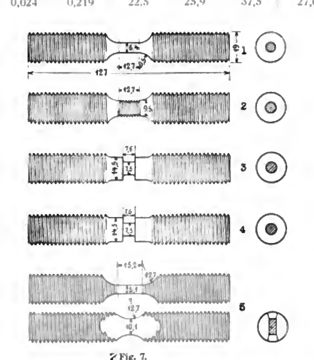


Fig. 7.

mit Arbeitsfestigkeit σ_A diejenige Spannung, bei der das Material nach 1 000 000 Anspannungen noch nicht zum Bruch gekommen war. Er meint, es sei zwecklos einen Stab mit mehr als 1 000 000 Anspannungen zu belasten; denn wenn er eine bestimmte Spannung 1 000 000 mal

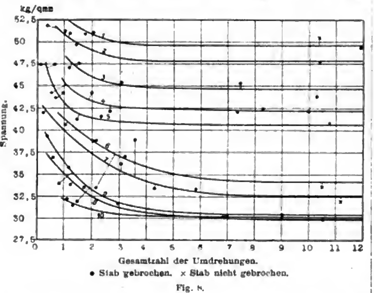


Fig. 8.

ausgehalten habe, werde er diese oder eine nur unwesentlich geringere Spannung auch unendlich oft aushalten können. Gleiches ergaben die Versuche von *Smith*. Bei den *Wöhler*schen Versuchen mit ihren niedrigen Lastwechselzahlen hatten die nach Art des Schaubildes Fig. 8 aufgetragenen Kurven bei 1 000 000 Anspannungen noch nicht ihre Asymptote erreicht.

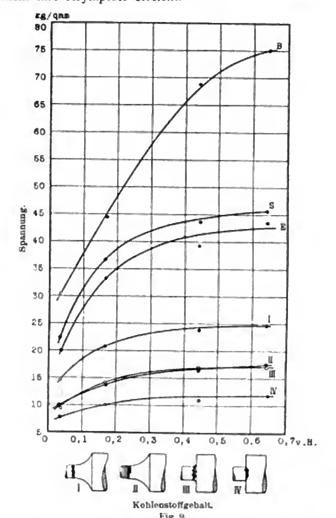


Fig. 9.

Fig. 9 zeigt den Einfluß des Kohlenstoffgehalts auf die Arbeitsfestigkeit von schwedischem Eisen[10]). Die drei oberen Kurven geben die Bruchgrenze, Streckgrenze und Proportionalitätsgrenze beim Zugversuch mit stetig wachsender Belastung an. In Vergleich damit ist der Wert $^1/_2\ \sigma_A$ gesetzt, der in den vier unteren Kurven dargestelllt ist, d. h. es ist angenommen, daß das Material sowohl auf Zug als auch auf Druck bis $^1/_2\ \sigma_A$ beansprucht wird, die Summe beider Spannungen also σ_A beträgt. Benutzt wurden für die Zusammenstellung dieses Schaubildes die drei schwedischen Bessemerstahlsorten No. 1—3 und das schwedische Holzkohleneisen, deren Analysen bereits in Tab. 6 gegeben sind. Bemerkt sei, daß die Stahlsorten No. 2 und 3 einen in Vergleich zu den beiden anderen Sorten hohen Mangangehalt haben, der aber keinen wesentlichen Einfluß ausgeübt zu haben scheint. Das Schaubild zeigt, daß höherer Kohlenstoffgehalt, ebenso wie er beim gewöhnlichen Zugversuch höhere Festigkeit, so auch bei Dauerbeanspruchung höhere Arbeitsfestigkeit bedingt. Dies ist natürlich nur für die angewandte Lastwechselzahl $n = 800$ erwiesen. Bei den Versuchen von *Smith* mit höheren Lastwechselzahlen zeigt Material mit höherem Kohlenstoffgehalt keine wesentlich höhere Arbeitsfestigkeit, als Material mit niedrigem Kohlenstoffgehalt.

Einige Versuche sind mit geglühtem Material ausgeführt. Dabei wurde bis 1000° erhitzt und langsam an der Luft abgekühlt. In Uebereinstimmung mit den Versuchen von *Rogers* fand sich eine Abnahme der Arbeitsfestigkeit um 15—25 v. H. durch das Glühen.

Das Verhältnis der Proportionalitätsgrenze beim gewöhnlichen Zugversuch zur Arbeitsfestigkeit schwankte für die einzelnen Materialien sehr. *Stanton* und *Bairstow* kommen bei dieser Gelegenheit auf die *Bauschinger*sche Theorie der „natürlichen" P-Grenze zu sprechen. *Bauschinger* hat darauf hingewiesen[11]), daß die P-Grenze für ein und dasselbe Material keinen festliegenden Wert hat, sondern je nach dem Zustande der Bearbeitung verschieden ist. Man erhält aber einen jedem Material eigentümlichen und gleichbleibenden Wert für die P-Grenze, wenn man folgendermaßen vorgeht. Das Material wird zunächst einmal auf Zug bis zur P-Grenze beansprucht, darauf auf Druck bis zur Druck-P-Grenze und einige Male so fort, bis ein gleichbleibender Wert für die P-Grenze erreicht ist. *Stanton* hat nun vermutet, daß diese „natürliche" P-Grenze gleich der Arbeitsfestigkeit sein könnte. Er hat an drei Materialien diesbezügliche Versuche angestellt und mit seinen Annahmen überraschend gut übereinstimmende Ergebnisse erhalten. Dies scheint jedoch belanglos und nur ein Zufall zu sein. Denn sobald eine Aenderung in der Lastwechselzahl eintritt oder Probestäbe mit scharfen Querschnittsänderungen untersucht werden, ändert sich die Arbeitsfestigkeit sehr stark, während die natürliche P-Grenze des Materials stets gleich bleibt. Die Arbeitsfestigkeit scheint überhaupt weniger zur Bruchfestigkeit und P-Grenze in Beziehung zu stehen, als zur Streckgrenze. In Fig. 10 (s. später) sind nach dem Vorgange von *Robertson* die Bruchfestigkeit, Streckgrenze und Arbeitsfestigkeit für die von *Stanton* und *Bairstow* untersuchten Materialien No. 1—10 dargestellt. Man erkennt deutlich den parallelen Verlauf der Linie für die Arbeitsfestigkeit und für die Streckgrenze.

Zu den Versuchen über den Einfluß mehr oder weniger plötzlicher Querschnittsübergänge auf die Arbeitsfestigkeit wurden die Stabformen 2, 3, 4 (Fig. 7) gewählt. In allen Fällen zeigte sich eine wesentliche Verringerung der Arbeitsfestigkeit gegenüber dem Stabe ohne plötzliche Quer-

[10]) Das Material mit geringstem Kohlenstoffgehalt ist Holzkohleneisen, die anderen drei Sorten sind Bessemerstahl. Der Beweis fehlt, daß Unterschiede im Verhalten beider Eisensorten auf dem verschiedenen Gehalt an Kohlenstoff beruhen und nicht auch in der Art der Herstellung. (Die Redaktion.)

[11]) Mitteilungen aus den mechanisch-technischen Laboratorien der Kgl. Technischen Hochschule in München, Heft 13.

schnittsänderungen. Die Ergebnisse sind in Tab. 7 zusammengestellt.

Tabelle 7.

Material	Form 2		Form 3		Form 4	
	σ'_A	$\frac{\sigma'_A}{\sigma_A}$	σ'_A	$\frac{\sigma'_A}{\sigma_A}$	σ'_A	$\frac{\sigma'_A}{\sigma_A}$
Schwed. Bessemerstahl No. 3 . .	34,5	0,69	34,0	0,68	24,1	0,48
Schwed. Bessemerstahl No. 2 . .	33,6	0,70	34,3	0,72	22,7	0,47
Schwed. Bessemerstahl No. 1 . .	28,3	0,67	28,8	0,68	20,4	0,48
Schwed. Holzkohleneisen	20,4	0,68	19,4	0,65	16,3	0,54
Kolbenstangenstahl .	29,3	0,66	31,5	0,71	26,6	0,60
Flußeisen No. 2 .	29,0	0,71	29,2	0,72	22,3	0,55
Flußeisen No. 1 . .	21,7	0,74	21,3	0,72	19,2	0,64
Schweißeisen No. 1	26,3	0,77	27,5	0,81	20,3	0,60

Hierin bedeutet σ_A die bei der Stabform 1. σ'_A die bei der jeweiligen Stabform 2—4 erreichte Arbeitsfestigkeit. Das Verhältnis $\frac{\sigma'_A}{\sigma_A}$ läßt die starke Abnahme der Arbeitsfestigkeit bei plötzlicher Querschnittsänderung sehr deutlich erkennen[12]).

Die Versuchsstäbe erhielten in der Regel an einem Tage etwa 400 000 Lastwechsel. Besondere Untersuchungen über den Einfluß der Betriebspausen bei längeren Versuchsreihen ergaben, daß Betriebspausen von 15—20 Stunden keinen merklichen Einfluß auf die Arbeitsfestigkeit ausüben.

Aus der Erörterung, die sich an den Vortrag von *Stanton* über die hier mitgeteilten Versuchsergebnisse anschloß, sei die Mitteilung *Unwins* erwähnt, der Dauerversuche mit Flußeisen bei 150 Lastwechseln i. d. Minute und Wärmestufen von 200°—260° ausgeführt hat. Entsprechend der bei diesen Wärmegraden erhöhten Festigkeit beim Zugversuch mit stetig wachsender Belastung zeigte das Material auch beim Dauerversuch eine etwas erhöhte Arbeitsfestigkeit.

[12]) Zu beachten bleibt, daß der Einfluß der Stablänge nicht ausgeschaltet ist. (Die Redaktion.)

(Schluß folgt.)

Die Dampfturbinen der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft.

In dem neuen von Professor *Messel* errichteten Verwaltungsgebäude der *Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft* wiederholte Direktor *Lasche* am Sonnabend, den 9. Februar, seinen Vortrag über die Dampfturbinen der *A. E. G.*, welchen er bereits am Dienstag in Gegenwart des Kaisers einmal gehalten hatte. Der Vortrag, welcher durch gutgelungene zum Teil farbige Lichtbilder erläutert wurde, brachte in der Hauptsache die folgenden Ausführungen.

Vor ungefähr vier Jahren begann die *Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft*, sich mit dem Bau von Turbinen zu befassen, und zwar zunächst nach den Vorschlägen der Professoren *Riedler* und *Stumpf*, welche eine Tangentialturbine empfahlen. Während man noch an der praktischen Durchführung und der konstruktiven Ausbildung der *Riedler-Stumpf*-Turbine arbeitete, trat die bekannte Interessengemeinschaft zwischen der *A. E. G.* und dem Konzern der *General Electric Company* ein, durch welche der *A. E. G.* die amerikanische *Curtis*-Turbine zugänglich wurde.

Die *Curtis*-Turbine bot so schwerwiegende Vorteile, daß die *A. E. G.* beschloß, dieselbe in ihre Turbinenfabrikation mit hineinzuziehen, aber für deutsche Verhältnisse umzuarbeiten. Die amerikanische *Curtis*-Turbine war eine stehende Turbine. Ebenso wie die Amerikaner für ihre Kraftwerke allgemein stehende Kolbendampfmaschinen vor den liegenden bevorzugen, hatten sie auch für die Turbine die stehende Ausführung gewählt. Der deutsche Geschmack ist aber entschieden mehr für liegende Ausführungen. Stehende Kolbendampfmaschinen kommen bei uns nur zur Anwendung, wenn beschränkte Raumverhältnisse dies gebieterisch erfordern. Bei der Turbine fällt aber dieser Grund fort. Die stehende Turbine erfordert reichlich eben so viel Raum, wie die liegende. Sie wäre daher auf deutschem Boden stets ein Fremdling geblieben, und hätte schwer Einführung gefunden.

Man beschloß daher unter Zusammenlegung der Anregungen von *Riedler-Stumpf* sowie von *Curtis* eine neue deutsche Turbine zu konstruieren. Dieser Entschluß war bedeutungsvoll. Man verzichtete dabei auf die zahlreichen Detailerfahrungen, welche die amerikanische Gesellschaft bereits beim Bau stehender Turbinen gesammelt hatte. Hatte doch die *General Electric Company*, als die Interessengemeinschaft eintrat, bereits acht stehende Turbinen von je 12 000 PS, 20 Turbinen von je 5000 PS und eine sehr große Anzahl kleinerer Aggregate im Betrieb. Unter Verzichtleistung auf die dabei gewonnenen Erfahrungen wurde dagegen das *Curtis*-Prinzip unverändert übernommen.

Die *Curtis*-Turbine ist eine axiale Freistrahlturbine. Der Arbeitsgang in ihr vollzieht sich in folgender Weise. Heißdampf von etwa 330° C und einer Spannung von etwa 14 at tritt in einzelne Düsen. Hier setzt sich ein erheblicher Teil seiner potentiellen Energie in kinetische um. Der Dampfstrahl erhält eine Geschwindigkeit von etwa 900—1000 m i. d. Sekunde, während seine Temperatur bis zum Düsenmund auf 150° fällt, sein Druck von etwa 14 at Spannung in der Frischdampfleitung auf etwa 3—4 at, dem Druck in der ersten Turbinenkammer, der Hochdruckkammer fällt. Der Dampf im Dampfstrahl hat also dieselbe Spannung und Temperatur, wie der die Hochdruckkammer erfüllende Abdampf. Es findet in der ersten Turbinenkammer weder eine nennenswerte weitere Expansion, noch eine Temperaturerniedrigung statt. Der Dampf verläßt die Kammer unter denselben Temperatur- und Druckverhältnissen, unter welchem er sie betrat. Nur ein Unterschied ist vorhanden. Der Dampf trat mit rund 1000 m i. d. Sekunde in die Kammer, und er verläßt sie mit der praktischen Geschwindigkeit Null. Die gesamte kinetische Energie, welche er durch eine Expansion von 14 auf 4 at und durch eine Temperaturerniedrigung von 330 auf 150° erhielt, ist an die Schaufelkränze der Turbine abgegeben worden.

Die hier geschilderte Einrichtung stellt die erste Druckstufe die Hochdruckstufe der *Curtis*-Turbine dar. Konstruktiv unmittelbar an diese angeschlossen ist die Niederdruckkammer. Der Abdampf der ersten Stufe wird durch ein Umlaufrohr zu den Düsen der zweiten Stufe geführt. Hier expandiert er weiter bis auf 80 v. H. des Vakuums, während seine Temperatur von 150 auf etwa 30° fällt. Der Erfolg dieser Expansion ist wiederum das Auftreten kinetischer Energie, die Bildung strömender Dampfstrahlen, welche jedoch in der Niederdruckkammer anders arbeiten, wie die Strahlen in der Hochdruckkammer.

Die Hochdruckkammer der normalen *Curtis*-Turbine

enthält nun mehrere Geschwindigkeitsstufen. Wollte man dem Dampf seine Geschwindigkeit von etwa 1000 m mit dem Schaufelkranz *eines* Laufrades abnehmen, so würde man unzulässig hohe Umfangsgeschwindigkeiten von etwa 600 m i. d. Sekunde erhalten. Daher tritt die altbekannte Anordnung von mehreren Leit- und Triebschaufelkränzen hintereinander ein. Der Dampfstrahl passiert die Triebschaufeln des ersten Laufrades, durchströmt dann die Leitschaufeln des feststehenden Leitrades, welche ihm wieder die alte Richtung geben, durchströmt die Schaufeln des nächsten Laufrades und so fort. An jedes Laufrad gibt er dabei einen Teil seiner Arbeit ab und verlangsamt seine Bewegung. Der zusammenhängende, in sich geschlossene Dampfschlauch, als welchem wir uns den Strahl vorstellen können, müßte sich daher in sich selbst stauchen, etwa wie eine Kolonne Soldaten, deren hinterste Glieder Laufschritt machen, während die vordersten beinahe stillstehen. Während nun, um dies zu vermeiden, bei anderen Turbinen, z. B. *Parsons*, der Durchmesser der Laufkränze ständig steigt, sind hier sämtliche Laufräder von gleichem Durchmesser. Dafür aber ist die *Curtis*-Turbine ja eine Freistrahlturbine. Der Dampf expandiert nicht, wie bei der *Parson*-Turbine z. B. von Schaufelrad zu Schaufelrad weiter, sondern er bildet einen in sich geschlossenen Strahl, der lediglich durch seine Stoßkraft wirkt. Daher braucht das erste Laufrad keineswegs voll beaufschlagt zu werden. Je nach Bedarf und Belastung wird man den dritten, fünften oder sogar nur den zehnten Teil des ersten Rades beaufschlagen. Dafür aber haben die den einzelnen Düsen entströmenden Strahlen nun Gelegenheit, sich in den folgenden Kränzen zu verbreitern. Der zweite Laufkranz wird zu zwei Dritteln, und der letzte völlig beaufschlagt sein. Die Formgebung der Schaufeln ist dabei, abgesehen von der Berücksichtigung der Dampf- und Umfangsgeschwindigkeiten, so zu treffen, daß diese Verbreiterung des Dampfstrahles ohne schädliche Zersplitterung und Wirbelbildung eintritt.

Da hier also der Strahl in sich festen Zusammenhang besitzt, braucht man nicht besonderen Wert auf die Abdichtung der einzelnen Laufräder zu legen. Man kann zwischen ihnen und dem Gehäuse einen verhältnismäßig großen Spielraum lassen, ohne daß es nennenswerte Arbeitsverluste zur Folge hat. Dieser Umstand ist bedeutungsvoll, weil gerade auf der Hochdruckseite bedeutende Temperaturschwankungen und dementsprechend Veränderungen des Maschinenkörpers betriebsmäßig vorausgesehen werden müssen, welche bei einer all zu genauen Dichtung der Schaufelkränze verhängnisvoll werden können. Hierin liegt ein besonderer Vorzug der deutschen *Curtis*-Turbine hinsichtlich des Wirkungsgrades wie der Betriebssicherheit.

Auf der Niederdruckseite kommen nur noch geringe Temperaturschwankungen in Frage. Außerdem kann man hier bei größerem Radumfang selbst bei einigen Millimetern Spielraum zwischen den Laufkränzen und der Gehäusewandung immer noch sehr niedrige prozentuale Verluste voraussetzen. Daher erfolgt die Ausführung der Niederdruckkammer bei der deutschen *Curtis*-Turbine im Gegensatz zur Hochdruckkammer nicht in reinen Geschwindigkeitsstufen, sondern in reinen Druckstufen. Der Dampf tritt also aus den Düsen nur wenig expandiert und mit wenig verringerter Temperatur und entsprechend geringer Geschwindigkeit in das erste Laufrad. Während er hier Arbeit abgibt, also seine Geschwindigkeit einbüßen sollte, expandiert er jedoch unter Verminderung von Druck und Temperatur weiter und tritt mit beinahe unverringerter Geschwindigkeit, durch das nächste Leitrad in das nächste Schaufelrad. Hier bilden also Lauf- und Leiträder nicht mehr Geschwindigkeitsstufen, sondern Druckstufen. Dabei ist jedoch von einer Teilung der Niederdruckkammer in einzelne Unterkammern etwa nach dem Vorbilde von *Zoelly* abgesehen worden. Versuche mit einer Studienturbine, bei welcher die Niederdruckkammer in zehn solcher Kammern geteilt wurde, haben gezeigt, daß der Wirkungsgrad dadurch keineswegs verbessert wurde, daß eine solche Kammerteilung nichts anderes als eine unnötige Komplikation bedeutet.

Was nun den Wirkungsgrad angeht, so wurde bei der Aufnahme des Turbinenbaues seitens der *A. E. G.* eine Kurve angelegt, in welcher ständig die besten Ergebnisse von Kolbendampfmaschinen in bezug auf den Dampfverbrauch eingetragen wurden. Die Industrie hatte ursprünglich von den Dampfturbinen nichts anderes erwartet, als eine Verringerung des Raumbedarfes, und war sogar bereit, hierfür einen etwas ungünstigeren Wirkungsgrad in Kauf zu nehmen. Das Bestreben der Turbinenbauer war jedoch darauf gerichtet, den Dampfverbrauch der Kolbendampfmaschine zu erreichen, und womöglich noch zu unterschreiten. Das ist in der Tat glänzend gelungen. Die modernen großen Einheiten haben es bis zu einer Kohlenersparnis von 20 v. H. gegenüber den Kolbendampfmaschinen gebracht. Besonders günstig wirkt hierbei der Umstand, daß die Turbine hoch überhitzten Dampf bis zu 350 und mehr Grad gut und gerne verträgt, während die Kolbendampfmaschine bereits bei 300° anfängt empfindlich zu werden, und alsdann eine so sorgfältige Wartung der Schmierung verlangt, daß eine Vermehrung des Bedienungspersonals notwendig wird, welche etwaige Ersparnisse wieder wett macht.

Nach der Besprechung der Wirtschaftlichkeit wandte sich der Vortragende den Raumverhältnissen zu. Hier bedeutet die Turbine gegenüber der liegenden Dampfmaschine eine außergewöhnlich hohe Ersparnis an Bodenfläche. Recht anschaulich wurde dies bei Vorführung der Pläne der neuen Kraftzentrale Moabit. Dort waren ursprünglich liegende Dampfmaschinen von je 5000 PS aufgestellt, deren jede ein Feld des Maschinenhauses einnimmt. Die *Berliner Elektrizitätswerke* sind nun genötigt, nachdem sie kürzlich einen neuen Vertrag mit der Stadt Berlin abgeschlossen und die vor einigen Monaten ausgesprochene Stromsperre aufgehoben haben, so schnell wie möglich 40 000 PS neu zu installieren. Davon sollen 18 000 PS nach Moabit kommen. Zu dem Zweck wird dort eine 3000 PS-Kolbenmaschine fortgenommen. In dem frei werdenden Raum lassen sich nun mit Leichtigkeit Turbodynamos von 21 000 PS unterbringen. An dieser Installation wird z. Z. gearbeitet. Müssen doch die erwähnten 40 000 PS innerhalb eines halben Jahres nach ihrer Genehmigung in den Betrieb kommen. An sich eine Rekordleistung deutscher Technik. Man darf wohl mit dem Vortragenden einig sein, daß die Dampfturbine der Kraftwerke z. Z. aus dem Entwicklungsstadium heraus und zur hohen Vollendung gediehen ist.

Anders steht es mit der Turbine als Schiffsmaschine. Hier treten zwei neue Forderungen auf. Einmal die Reversierbarkeit für den Rückwärtsgang des Schiffes und ferner der Unterschied besonders in der Kriegsmarine zwischen forzierter Fahrt und Marschfahrt. Das Thema hat auch den Konstrukteuren anderer Turbinen viel Kopfzerbrechen verursacht und ist auf verschiedene Weise in Angriff genommen worden. Für die Reversierung ist bei den deutschen Turbinen eine besondere Rückwärtsmaschine vorgesehen worden. Bei dieser kommt es weniger auf den hohen Wirkungsgrad an. Es wurde nur verlangt, daß die Rückwärtsturbinen mit dem zur Verfügung stehenden Dampf 60 v. H. der Vorwärtsleistung ergeben. Ferner war hohe Betriebssicherheit nötig. Fällt doch hier jedes Anwärmen fort. Kommt doch die Rückwärtsturbine momentan unter vollen Dampfdruck und volle Temperatur, während umgekehrt die Vorwärtsturbine die hohe Temperatur plötzlich mit der des Vakuums vertauscht.

Sehr viel schwieriger ist aber die Forderung nach Marschfahrt und forcierter Fahrt unter gleich günstigem Wirkungsgrade zu lösen. Die verschiedenen Konstrukteure haben sehr verschiedene Wege eingeschlagen. Bei der deutschen Turbine hat man sich in der Weise geholfen, daß man eine normalbeaufschlagte Turbine für die Marschfahrt vorsah, und durch besondere Ueberleitungsrohre, welche Frischdampf in die zweiten und dritten Schaufelkränze werfen können, die genügende Leistungssteigerung für die forzierte Fahrt bei gutem Wirkungsgrad erzielte. Es liegen z. Z. günstige Versuchsergebnisse über den Turbinendampfer „Kaiser" der Hamburg-Amerika Linie vor. Der Dampfer hat im praktischen Dienst der Hamburg-Amerika Linie ein ganzes Jahr hindurch gut gearbeitet, und bei allen Messungen hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit und Manövrierfähigkeit gute Zahlen geliefert. Trotzdem ist es der *Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft* geraume Zeit hindurch nicht möglich gewesen, den Schiffsturbinenbau weiter zu führen, weil zunächst ein enger Zusammenschluß zwischen den Turbinen, Propellern und der Formgebung des Schiffes erfolgen muß. Wie es dadurch, daß man Landturbinen und Dynamos sachgemäß aneinander anpaßte, gelungen ist, die Landturbine zu hoher Vollkommenheit zu bringen, so wird es auch notwendig sein, den Bau der Schiffsturbine mit dem der anderen wesentlichen Elemente des Schiffsbaues in eine Hand zu legen. *H. Dominik.*

Ein neuer Konditionierapparat.

Beim Handel mit Materialien, die hygroskopische Eigenschaften zeigen, ist man oft genötigt, den Feuchtigkeitsgehalt derselben in Rechnung zu ziehen. In der Textilindustrie, deren Fasermaterialien hygroskopische Eigenschaften in besonderem Masse eigen sind, hat man daher durch Uebereinkommen für jede Faserart einen bestimmten Feuchtigkeitsgehalt festgesetzt, der beim Kauf der Berechnung des Handelsgewichtes zugrunde gelegt wird. Zu diesem Zweck ist es nötig, das absolute Trockengewicht des Materials zu bestimmen, dem dann der handelsübliche Feuchtigkeitsgehalt zugerechnet wird. Die Ermittlung dieses Trockengewichtes bezw. des daraus sich ergebenden Handelsgewichtes wird meist, der Unparteilichkeit halber, öffentlichen Instituten, den sogenannten Konditionieranstalten, überlassen. Die Trocknung wird zweckmässig durch auf 105—120° C erhitzte Luft bewirkt, mit der das zu trocknende Material in Berührung gebracht wird, wobei es seine Feuchtigkeit an die heisse, trockne Luft abgibt. Die hierfür benutzten Apparate verschiedener Systeme unterscheiden sich im wesentlichen nur durch Art der verwendeten Wärmequelle und die Luftführung. Am häufigsten gebrauchte man bisher zur Erhitzung der Luft Dampf-, Gas- oder indirekte Heizung.

Die *Gesellschaft für Trockenverfahren m. b. H.* (Patent *Junghans*) in Berlin NW. baut jetzt einen neuen Konditionierapparat, bei dem als Wärmequelle elektrische Glühlampen besonderer Konstruktion verwendet werden. Das zu trocknende Material wird in einem gegen Wärmeverluste isolierten Behälter der Einwirkung der durch die Glühlampen erzeugten Wärme ausgesetzt, wobei neben der direkten Wärmeabgabe auch die Strahlungsenergie für die Trocknung herangezogen wird. Während nämlich die geleitete Wärme, in bisheriger Weise erzeugt, nur von der Oberfläche aus zu wirken vermag, tiefere Schichten aber wegen der schlechten Wärmeleitung der in den Materialien stagnierenden Luft nur langsam ihre Feuchtigkeit abgeben, gelingt es mit Hilfe strahlender Energie gleichzeitig das gesamte Material bis ins Innere zu durchdringen, ohne schädliche Ueberhitzung der an der Oberfläche befindlichen Teile befürchten zu müssen. Es ist demnach eine erhebliche Abkürzung der Trockenzeit möglich. Ein weiterer Vorteil ist die Sicherheit, mit der die jeweils erforderliche, zweckmässige Trockentemperatur innegehalten werden kann, deren Maximum, abhängig von der Anzahl der eingebauten Lampen, nicht überschritten werden kann.

Der Apparat (Fig. 1 u. 2) besteht aus zwei vollkommen gleichen Trockenkammern, in denen das auf geeigneten Trägern liegende Material so lange verbleibt, bis mittels der oberhalb des Apparates angeordneten Wage (jetzt mit Glaskasten geliefert) Gewichtskonstanz festgestellt worden ist. Dabei dient jede Kammer abwechselnd als Vortrocken- und als Wägeraum. Die Querwände beider Kammern sind mit Spezialröhrenlampen ausgestattet. Mit Hilfe von Schalt- und Reguliervorrichtungen ist es leicht möglich, die Temperatur während der ganzen Versuchsdauer auf der erforderlichen Höhe unverändert zu erhalten. Die Temperatur jeder Kammer wird an einem Thermometer kontrolliert, welches sich in einer mit dem Materialträger verbundenen Hülse befindet. Boden und Deckel der Kammern sind mit einer Anzahl von Zuglöchern versehen, um für genügende Luftzirkulation zu sorgen. Dieselben können bei Vornahme der Wägung geschlossen werden.

Fig. 1. Fig. 2.

Ein bequem vor der Wage angeordnetes Pult bietet Platz für Unterbringung des Gewichtssatzes und der Wägebücher.

Der Verbrauch des Apparates an elektrischer Energie wird von der Gesellschaft zu 1,5 Kw. für die Trockentemperatur von 110° C angegeben. Ueber die Dauer und den Wattstundenverbrauch der einzelnen Konditionierung lassen sich naturgemäß genaue Angaben nicht machen, da die Größe und der Feuchtigkeitsgehalt der Probe hierbei von Einfluß sind.

Für die in den meisten Fällen für die Untersuchung genügende Menge von 250 g Material sind bei dreiviertelstündiger Dauer der Konditionierung etwa 0,5 Kilowattstunden erforderlich.

Der Apparat ist für 110 Volt Spannung berechnet und wird fertig zum Anstöpseln an eine elektrische Lichtleitung geliefert. Er ist in seiner Handhabung ausserordentlich einfach und bequem, explosions- und feuersicher und kann in jedem Raum aufgestellt werden, da keine Belästigung durch Wärmeausstrahlung stattfindet.

Hg.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Spannungsmesser in Taschenuhrform mit Vorschaltdose. (*Schütze.*) Die durch ihre Handlichkeit sich auszeichnenden Instrumente in Taschenuhrform haben als Spannungsmesser zur Untersuchung von Akkumulatoren- und Schwachstromanlagen ausgedehnte Verwendung gefunden. Auch für Starkstrommessungen hat man bereits Strom- und Spannungsmesser in dieser Form und zwar als Präzisionsinstrumente mit Drehspulen gebaut. Die Neuerung der Firma *Hartmann & Braun, A.-G., Frankfurt a. M.*, besteht darin, daß die an dem Instrumente befestigte bewegliche Kontaktspitze durch eine Dose mit drei Kontaktspitzen und zwei in der Dose untergebrachten Vorschaltwiderständen ersetzt ist. Hierdurch ist das Instrument für drei Meßbereiche verwendbar, deren obere Grenze für doppelseitigen Zeigerausschlag 150 Volt, für einseitigen 300 Volt beträgt. Dem Instrument werden auch Hilfsklemmen beigegeben, um es dauernd durch Leitungen an den zu untersuchenden Stromkreis anzuschließen. 1 Fig. (Elektrotechnische Zeitschrift 1906, S. 1143.) *Pr.*

Elektrisches Dynamometer. Die Firma *M. Hillairet Huguet* in Paris liefert zur Abbremsung raschlaufender Motoren, besonders von Verbrennungsmotoren, Dynamomaschinen, deren Anker mit dem zu untersuchenden Krafterzeuger gekuppelt und deren drehbar gelagertes Feld durch ein an einem Hebelarm aufgehängtes Gewicht entgegen dem Zug des Ankers im Gleichgewicht gehalten wird. Gegenüber dem *Prony*schen Zaum ist der Vorteil vorhanden, daß der Wagebalken leichter im Gleichgewicht gehalten wird, gegenüber der elektrischen Bremsung, daß der Wirkungsgrad der Dynamomaschine nicht für die Ermittlung des Drehmomentes heranzuziehen ist, da letzteres rein mechanisch ermittelt wird. Bei der Bremsung großer Verbrennungsmotoren ergibt sich außerdem der Vorteil, daß sie durch die Dynamomaschine angelassen werden können.

Die *Panhard und Levassorwerke* haben 21 derartige Apparate in Gebrauch und seit 1901 mehr als 100 Motoren damit geprüft. Da der erzeugte Strom in den Werken verwendet wird, so haben sich hierdurch bereits die Anschaffungskosten der Apparate bezahlt gemacht. 1 Fig. (The Electrician 1906-1907, S. 303.) *Pr.*

Selbsttätiger Unterbrecher. (*Ries.*) Zwei dünne, runde Kohlenstäbchen, welche parallel zu einander im Abstande von etwa 1 cm liegen, werden mit dem pos. bezw. neg. Pol eines Akkumulators (etwa 8 Volt) verbunden. Legt man quer über die beiden Stäbchen ein drittes gleiches Stäbchen, so sieht man an den Kontaktstellen eine helle Leuchterscheinung und hört einen lauten Ton. Dieser beweist, daß hier periodische Vorgänge vorhanden sind. Schaltet man nun in die Stromleitung die primäre Spule eines Funkeninduktors (nachdem der Unterbrecher ausgeschaltet ist) so erhält man zwischen den Elektroden der sekundären Spule elektrische Funken in rascher Aufeinanderfolge. Der Apparat mit den drei Kohlenstäbchen stellt also einen selbsttätigen Unterbrecher dar. Verschiebt man nun das aufgelegte Stäbchen so weit, daß es fast mit der Mitte auf dem einen Stäbchen aufliegt, während es das andere nur mehr lose berührt, so treten die Funken nur mehr an dieser losen Berührungsstelle auf. Der erzeugte Ton wird dadurch bedeutend höher und die Unterbrechungen gehen viel rascher vor sich. Zugleich kann man beobachten, daß das Stäbchen äußerst rasche seitliche Schwingungen (senkrecht zu seiner Längsrichtung) ausführt. Der Vorgang erinnert an das bekannte Trevelyaninstrument und dürfte auf Erwärmung und Ausdehnung bezw. Abkühlung und Zusammenziehung beruhen. Versuche im luftverdünnten Raum wurden nicht angestellt. (Physikalische Zeitschrift 1906, S. 899.) *Br.*

Eisenbahnwesen.

Sandstreuvorrichtung. (*Haas.*) Auf dem Rundkessel der Lokomotive befindet sich der Sandbehälter. Damit der Sand aus ihm ausfließen kann, müssen an beiden Seiten je zwei Absperrorgane geöffnet werden: der Absperrschieber und die Löffelvorrichtung. Mittels einer Zugstange kann der Lokomotivführer die beiden Absperrschieber öffnen. Durch die Bewegung dieser Stange wird auch der Sand aufgelockert und zugleich das Ventil an einem Dampfzylinder, der am Sandbehälter befestigt ist, geöffnet. Der hier eintretende Dampf hebt einen Dampfkolben i. d. Minute 150 — 300 mal stoßweise empor. Die Bewegung dieses Kolbens wird durch Hebel auf die Löffelvorrichtung übertragen. Sie besteht aus zwei löffelartig gestalteten Schwingen, welche, wenn der Sandstreuer in Tätigkeit tritt, an den beiden Austrittsöffnungen hin und her schwingen, so daß diese Sandstreuöffnungen schnell geöffnet und geschlossen werden und dadurch Verstopfen verhindern. Die gestreute Sandmenge hängt von dem Maße der Oeffnung der beiden Abschlußschieber durch die Zugstange und der Schwingungszahl der durch Dampf bewegten Löffeln ab. Durch Hin- und Herbewegen der Zugstange kann der Sandstreuer auch dann in Tätigkeit gesetzt werden, wenn der Dampfantrieb einmal versagen sollte. Da der Sand mit dem Dampf nicht in Berührung kommt und stets von neuem aufgelockert wird, kann Zusammenballen kaum eintreten.

Dieser Sandstreuer hat sich bei schwierigen Anfahrbedingungen, steilen Steigungen und schlüpfrigen Schienen gut bewährt und wird zur Zeit bei 30 Lokomotiven der preußischen Staatsbahn erprobt. 4 Fig. (Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwes. 1906, S. 219.) *W.*

Lokomotive.

Lokomotive. Die „*Wiener Lokomotivfabrik A.-G.*" hat eine $^3/_5$ gekuppelte Vierzylinder-Verbundlobomotive für die Oesterreichischen Staatsbahnen gebaut. Die Hochdruckzylinder haben 370 mm, die Niederdruckzylinder 630 mm Durchmesser, der Hub beträgt 720 mm. Der Dampfdruck ist 15 at. Von den 69 t Lokomotivgewicht werden 43 t als Reibungsgewicht ausgenutzt. Die Lokomotive dient zum Fahren schwerer Schnellzüge auf Steigungen von 1 : 50. Als Steuerung ist System *Heusinger-Walschaert* ausgeführt. Bei Versuchen, welche mit einer Lokomotive dieser Bauart angestellt wurden, erzielte man auf einer Steigung von 1:100 eine Geschwindigkeit von 55 km/Std. bei 400 t Zuggewicht. 5 Fig. (Engineering 1906, S. 673.) *W.*

Materialienkunde.

Die elektrische Leitfähigkeit von Legierungen. (*W. Guertler.*) Aus den zahlreichen, weit verstreuten Untersuchungen über die elektrische Leitfähigkeit von Legierungen ergibt sich Folgendes:

1. Legierungen, deren Leitfähigkeit sich linear mit dem Gehalt an dem einen Bestandteile (in Volumenprozenten gerechnet) ändert, besitzen keine merkliche Mischbarkeit im festen Zustande, d. h. die Bestandteile lösen einander nicht. Fig. 1 zeigt als Beispiel die „Leitfähigkeitskurve" von Zinn + Blei.

Zinn — Blei.

Fig. 1.

2. Legierungen, die eine ununterbrochene Reihe von Mischkristallen bilden, d. h. deren Bestandteile sich im festen Zustande unbegrenzt in einander lösen, zeigen eine stetige Leitfähigkeitskurve mit einem tiefen Minimum und sehr

steilem Anstieg an beiden Enden. Fig. 2 zeigt als Beispiel die Leitfähigkeitskurve von Kupfer + Nickel.

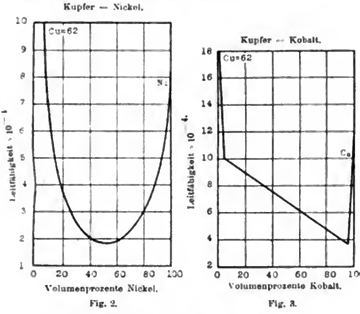


Fig. 2. Fig. 3.

3. Ist die Mischbarkeit im festen Zustande begrenzt, so gilt innerhalb der Mischbarkeitsgrenzen die unter 2. aufgeführte Regel und für die übrigen Zusammensetzungen Regel 1. Die Leitfähigkeitskurve dieser Legierungen fällt an beiden Enden steil ab; ihr mittlerer Teil ist geradlinig. Fig 3 gibt als Beispiel die Kurve von Kupfer + Kobalt.'

4. Bilden die Bestandteile chemische Verbindungen, so zerfällt durch diese die Leitfähigkeitskurve in mehrere getrennte Teile. Eine Spitze in der Leitfähigkeitskurve zeigt eine chemische Verbindung bei der betreffenden Zusammensetzung an; diese Regel darf nicht umgekehrt werden.

Unter die erste Regel fallen die Legierungen von Zinn mit Zink, Blei, Kadmium; von Kadmium mit Blei und mit Zink.

Der zweiten Regel folgen: Gold + Silber, Nickel + Kupfer.

Die dritte Regel gilt für Kupfer + Kobalt, Kupfer + Silber, Kupfer + Gold, Zinn + Wismut, Blei + Wismut, Aluminium + Zink.

Die vierte Gruppe enthält unter anderen Gold + Zinn, Gold + Blei, Blei + Antimon, Zinn + Antimon, Kupfer + Zinn, Kupfer + Antimon, Kupfer + Zink.

Guertler stellt auch die Untersuchungen über die Wirkung, die kleine Zusätze bei Eisen und bei Kupfer auf die Leitfähigkeit ausüben, übersichtlich zusammen, er nimmt an, daß in allen diesen Fällen Mischkristalle vorliegen.

Als allgemeine Regel gilt schließlich der von *Matthiessen* aufgestellte Satz, daß die elektrische Leitfähigkeit einer Legierung niemals größer ist, als sich nach der Mischungsregel aus der Zusammensetzung berechnet. 21 Fig. (Z. f. anorgan. Chemie 1906, S. 397—433.) *A.*

Kabelprüfung. (*Erens.*) Kleine Löcher oder Risse in dem Bleimantel eines elektrischen Kabels verursachen das Eindringen von Feuchtigkeit aus dem Boden. Findet einmal ein geringer Stromübergang statt, so werden die sich bei der Elektrolyse des Wassers bildenden Gase die Oeffnung bald vergrößern und es wird immer mehr Strom vom Kupferkern nach dem Bleimantel und von diesem nach der Erde abfließen. Bei der Prüfung der Kabel besteht die allgemeine Gewohnheit, dieselben vor der Prüfung auf Isolierungswiderstand und auf Widerstand gegen Durchschlagen zuerst während 24 Stunden unter Wasser zu setzen. Dieses Verfahren ist aber wenig befriedigend, wie sich aus einer Betrachtung der Herstellung der Kabel ergibt. Sobald das Kabel aus der Bleipresse kommt, wird der Bleimantel mit einer doppelten Schicht aus imprägniertem Papier umwickelt, über welches noch heißer Asphalt strömt. Darauf folgt eine Schicht imprägnierte, fettartige Jute, dann ein asphaltierter Eisenverband und schließlich nochmals die erwähnte Jute. Der Bleimantel eines solchen Kabels kann Löcher von bedeutenden Abmessungen haben, ohne daß der Isolierungswiderstand durch mehrtägiges Untertauchen in Wasser merklich abnehmen würde. Man hat nun vorgeschlagen, das Untertauchen vor der Umwicklung vorzunehmen, aber auch dieses würde die kleinsten Löcher nicht ans Licht bringen, da die Luft infolge der Adhäsion nicht von dem Wasser verdrängt wird. Die einzig richtige Prüfung fordert die Anwendung eines Wasserdruckes von einigen Atmosphären. Dabei genügt aber eine kurze Zeit. Zum Beweise wurde vom Verfasser der folgende Versuch angestellt. Von einem Kabel mit einem Kupferquerschnitt von 50 qmm wurden vier gleiche Stücke zu je 1 m Länge abgetrennt und deren Isolierungswiderstand gemessen. Dieser betrug für alle vier Stücke ungefähr 650 Megohm f. d. km. Darauf wurden die Stücke an den Enden sorgfältig verlötet und wurde mittels einer Nadel jeder Bleimantel an einer Stelle durchlocht ohne die Isolierung zwischen Bleimantel und Kupferkern zu beschädigen. Zwei Kabelstücke, *A* und *B*, wurden während vier Stunden bei atmosphärischem Druck unter Wasser getaucht; die beiden anderen Stücke, *C* und *D*, dagegen während fünf Minuten bei einem Drucke von 5—6 at. Bei der darauf wiederholten Messung des Isolierungswiderstandes ergab dieser sich für die Stücke *A* und *B* unverändert, für *C* und *D* dagegen auf etwa 3 Megohm f. d. km erniedrigt. Zur Sicherstellung des Ergebnisses wurden dann *A* und *B* ebenfalls während fünf Minuten einem Wasserdrucke von 5 at ausgesetzt, wobei sich deren Isolierungswiderstand auf rund vier Megohm f. d. km verringerte. Hieraus ergibt sich, daß das gewöhnliche Prüfungsverfahren für kleine Fehler ungenügend ist und man gezwungen ist, höheren Wasserdruck anzuwenden. Dies soll übrigens im Anfang der Kabelherstellung hie und da üblich gewesen sein, wurde aber leider später unterlassen. (De Ingenieur 1907, S. 23—24.) *Ky.*

Motorwagen.

Automobilhandel. (Schluß von Bd. 321 S. 800.) Während in den Jahren 1904 bis 1905 Frankreich die erste, und Deutschland die zweite Stelle in der Automobilausfuhr einnahmen, standen die Vereinigten Staaten von Amerika an dritter Stelle. Ihre Ausfuhr betrug im Jahre 1904 9 867 052 Fr., die im Jahre 1905 auf 14 017 400 Fr. anwuchsen. In der Hauptsache handelte es sich um kleinere billige Automobile, die größtenteils nach Großbritannien gingen (im letzten Jahre für mehr als $3^1/_2$ Millionen Fr.). Außerdem erfolgten Lieferungen verschiedenen Umfanges nach Frankreich, Italien, Mexiko, Westindien, Australien und Deutschland, an letzteres für rund 500 000 Fr.

Da die amerikanische Handelsstatistik des Jahres 1905 keine besonderen Angaben über die Einfuhr enthält, so lassen sich hier nur zollamtliche Angaben machen. Nach diesen wurden 1905 für 21 600 000 Fr. Automobile eingeführt gegen 11 500 000 Fr. im vorhergehenden Jahre.

Nahezu dieselbe Ausfuhr wie die Vereinigten Staaten von Amerika hatte Großbritannien und zwar für 13 600 700 Fr. gegen 8 985 825 Fr. im Jahre 1904. Das Hauptabsatzgebiet sind seine Kolonien. Die Art der Fahrzeuge geht aus Tab. 5 hervor.

Tab. 5.

Ausfuhr:	1904	1905
Motorwagen	8 025 050 Fr.	12 567 850 Fr.
Motorräder	960 775 Fr.	1 032 850 Fr.
Zusammen	8 985 825 Fr.	13 600 700 Fr.

Ganz gewaltig ist Großbritanniens Einfuhr (s. Tab. 6), sie ist die größte aller Länder.

Tab. 6.

Einfuhr:	1904	1905
Motorwagen	60 598 500 Fr.	84 178 075 Fr.
Motorräder	1 193 175 Fr.	1 996 075 Fr.
Zusammen	61 791 675 Fr.	86 174 150 Fr

Hiervon stellt Deutschland den größten Teil an Lastwagen, während Frankreich die größte Nachfrage nach Personenwagen deckt.

Nicht unerheblich, wenn auch nicht so groß wie die Ausfuhr vorstehender Länder, ist Belgiens Ausfuhr (Tab. 7).

Tab. 7.

Ausfuhr:	1904	1905
Motorwagen	2 350 949 Fr.	5 406 395 Fr.
Motorräder	3 445 210 Fr.	2 452 688 Fr.
Zusammen	5 796 159 Fr.	7 859 083 Fr.

Wie ersichtlich, hat sich die Ausfuhr von Motorwagen erheblich gesteigert, während diejenige von Motorrädern zurückgegangen ist. Trotzdem ist aber Belgiens Ausfuhr an Motorrädern immer noch um das doppelte größer als die der anderen Länder. Der Rückgang ist hauptsächlich auf Einzelteile und Zubehörstücke zurückzuführen. Als Hauptabsatzgebiet kommt England in Betracht, das im Jahre 1905 für mehr als 2¼ Millionen Motorwagen und für etwa 700 000 Fr. Motorräder bezog.

Belgiens Einfuhr bleibt um mehr als das doppelte hinter der Ausfuhr zurück, was dafür spricht, daß die belgische Automobilindustrie den Bedarf des Landes zum größten Teil selbst decken kann. An der belgischen Gesamteinfuhr an Motorwagen ist Frankreich mit ¾ beteiligt. Tab. 8 gibt Aufschluß über die Einfuhrwerte und die Art der Fahrzeuge.

Tab. 8.

Einfuhr:	1904	1905
Motorwagen	1 909 590 Fr.	2 771 029 Fr.
Motorräder	106 153 Fr.	180 122 Fr.
Zusammen	2 015 743 Fr.	2 951 151 Fr.

Zum Schluß ist Italien noch zu nennen. Seine Ausfuhr geht aus Tab. 9 hervor.

Tab. 9.

Ausfuhr:	1904	1905
Motorwagen	1 112 560 Fr.	3 647 150 Fr.
Motorräder	—	1 050 Fr.
Zusammen	1 112 560 Fr.	3 648 200 Fr.

Obgleich diese Werte hinter allen bisherigen zurück bleiben, unterliegt es keinem Zweifel, daß dieselben infolge der günstigen Entwicklung, welche die italienische Automobilindustrie erfahren hat, im Jahre 1906 eine wesentlich größere Höhe erreicht haben. Leider liegt bis jetzt noch keine amtliche Statistik darüber vor.

Die Einfuhr war 1905 fast doppelt so groß als 1904 (s. Tab. 10).

Tab. 10.

Einfuhr:	1904	1905
Motorwagen	4 110 860 Fr.	6 478 050 Fr.
Motorräder	— Fr.	46 200 Fr.
Zusammen	4 110 860 Fr.	6 524 250 Fr.

1. Fig. („Der Motorwagen", Zeitschrift für Automobilindustrie und Motorenbau 1907, S. 64—66.) —*h.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Einachsige Drehgestelle für Straßenbahnwagen. (*Lemaire.*) Für Bahnen in Städten ist als äußerst zulässige Grenze des Radstandes 1,8 m zu betrachten, wobei der Wagen höchstens 20 Sitzplätze und etwa 6 Stehplätze auf jeder Plattform haben darf. Da ein solcher Wagen selbst auf gutem Gleis beim Fahren schwankt, in Kurven starke Abnutzungen der Schienen und Bandagen unter vermehrtem Energieverbrauch ergibt und ferner eine Vergrößerung des Fassungsraumes wünschenswert ist, so wurden nach amerikanischem Muster Drehgestellwagen für 30 und mehr Sitzplätze in Gebrauch genommen. Für viele Betriebe sind diese Wagen jedoch zu groß und man hat daher eine Verbesserung des zweiachsigen Wagens versucht.

Die Verwendung der im Eisenbahnbetriebe erprobten Lenkachsen geschah jedoch erstens unter Aufgabe der als zweckmäßig erkannten doppelten Federung zwischen Wagenkasten und Achse und zweitens unter Verkennung der Unterschiede, die bei der Einstellung der angetriebenen Achsen eines Motorwagens und der Achsen eines gezogenen Wagens auftreten. Ferner muß die Bremse achtklotzig mit einem verwickelten Bremsgestänge ausgeführt und die Bremsklötze ebenso wie die Motoren am Wagenkasten aufgehängt werden.

Diese Nachteile sollten durch die Verwendung einachsiger Drehgestelle behoben werden. Solange deren Drehpunkt über der Achsmitte liegt, sind jedoch, selbst wenn die Drehgestelle durch Lenker gekuppelt sind, in bezug auf die Einstellung in den Kurven noch die früheren Nachteile vorhanden. Erst die Verlegung der Drehpunkte schafft hierin eine Besserung. Ein weiterer Vorteil wird durch die Verwendung federnder Pendelstützen erzielt, deren Wälzungsflächen so ausgebildet sind, daß beim Ausschwingen des Drehgestelles der Wagenkasten gehoben und so eine Rückstellkraft erhalten wird. Diese Kraft kann beliebig bemessen werden. Bei dieser Bauart können auch Vierklotzbremsen verwendet werden, so daß vier weitere Bremsklötze unabhängig, wie es beispielsweise für Remscheid beabsichtigt ist, durch Luftdruck angepreßt werden können. Gute Ergebnisse wurden durch einen Probewagen im Betriebe der Großen Berliner Straßenbahn erzielt, dessen Radbandagen nach Zurücklegung von 83 000 km noch Spurkränze von der ursprünglichen Stärke aufwiesen. Auch in Moskau sind gute Betriebsergebnisse bei verringertem Stromverbrauch der Wagen erzielt worden. Die Drehgestelle werden von der Firma *Heinrich Böker & Co.* in Remscheid gebaut. 6 Fig. (Deutsche Straßen- und Kleinbahn-Zeitung 1906, S. 819—823.) *Pr.*

Dortmunder Kreisbahnen. (*Röder.*) Zur Verbindung der Stadt Dortmund, in der bereits seit 1894 eine elektrische Straßenbahn in Betrieb ist, die auch den Verkehr mit den nächsten Vororten vermittelt, mit den weiter entfernt gelegenen, dicht bevölkerten Zechen und Industriebezirken wurde vom Landkreise eine weitere elektrische Bahn gebaut. Diese führt im Anschlusse an die Dortmunder Straßenbahn von dem Vororte Fredenbaum nach der Zeche Achenbach und hat eine Abzweigung nach Lünen. Sie ist bis auf die beiden Linien gemeinschaftliche Strecke, eingleisig und 23 km lang. Rillenschienen von 95 kg Gewicht f. d. lfd. m und 760 mm langer äußerer Fußlasche und gewöhnlicher Innenlasche sind für das Normalspurgleis verwendet. Auf etwa 1500 m ist der patentierte Fußklammerstoß des *Hörder Bergwerkes und Hüttenvereins* versuchsweise eingebaut.

Zum Betriebe dient Gleichstrom von 500 Volt, der in einem besonderen Kraftwerk mittels Sauggasmotoren erzeugt wird; und zwar sind hierzu vier Gasgeneratoren, zwei 150 PS Gasmotoren, zwei 100 KW Dynamos, eine Zusatzmaschine und eine Akkumulatorenbatterie von 140 Amp/Std Fassung aufgestellt.

Die Oberleitung besteht aus zwei hartgezogenen Kupferdrähten von 53 qmm Querschnitt, der an Gittermasten oder mittels Wandrosetten an Häusern aufgehängt ist, der Strom wird mittels Rollenstromabnehmer zu den Wagen geführt. Zur schnellen Verständigung bei Unfällen oder dgl. auf der Strecke ist an den Masten eine besondere Betriebsfernsprechleitung angebracht. Als Betriebsmittel sind 20 Motorwagen und 12 Anhängewagen mit je 16 Sitz- und 14 Stehplätzen, ferner ein Sprengwagen mit elektrischem Antrieb, ein Salzstreuwagen, drei Turmwagen und eine fahrbare Leiter beschafft. Die Motorwagen sind mit zwei 50 PS Motoren und den üblichen Apparaten ausgerüstet.

Dem Kraftwerke ist ein Wagenschuppen mit einer Reparaturwerkstatt angegliedert; ein kleinerer Wagenschuppen ist außerdem in Achenbach zur Aufnahme der Frühwagen vorgesehen.

Da beide Linien seit ihrer Eröffnung im Jahre 1905 befriedigende Ergebnisse lieferten, hat der Landkreis Dortmund den Bau einer weiteren Linie von Dortmund über Wichede

nach Unna in Auftrag gegeben. 6 Fig. (Deutsche Straßen- und Kleinbahnzeitung 1906, S. 842—845.) *Pr.*

Schneeschmelzmaschine. (*Kneitschel.*) Die in erster Linie für Straßenbahnen bestimmte Maschine, welche einem Eisen- oder Straßenbahnwagen angekuppelt wird, enthält zwei hintereinanderliegende Aufschürfer, die schichtenweis den Schnee aufnehmen. Von den Aufschürfern befördern Wurfräder den Schnee in Schmelzapparate, die durch flüssigen Brennstoff geheizt werden. Kratzer zum Entfernen von festgefahrenem oder festgefrorenem Schnee, Schienenreiniger und schräg stehende Bürsten, die neben dem Gleise liegenden Schnee den Aufschürfern zuführen, vervollständigen die Ausrüstung.

Für den Sommerbetrieb kann der Wagen nach Entfernung eines Schmelzapparates als Kot- oder Schlammaufraffer und unter Verwendung des Behälters des zweiten Schmelzapparates und entsprechender Rohransätze gleichzeitig als Sprengwagen benutzt werden. 1 Fig. (Eisenbahntechn. Zeitschr. 1906/07, S. 988 und 989.) *Pr.*

Belgische Kleinbahnen. Ende 1905 umfaßte das belgische Kleinbahnnetz 145 Linien mit 3622,7 km, wovon 2742,1 km im Betrieb, 625,5 km im Bau und 254,1 km in Vorbereitung. 129 Linien (mit 3107,1 km) haben 1 m Spurweite. 111 Linien (2600 km) werden mit Dampfkraft, eine mit Pferdekraft (5,06 km, Straßenbahn Antwerpen Nord), 7 mit Elektrizität (137,36 km) und 5 teils mit Pferden, teils elektrisch betrieben. Die 3622,7 km Kleinbahnen verteilen sich auf eine Oberfläche von 2 945 590 Hektar und eine Bevölkerungszahl von 7 074 910, so daß auf 10 000 Hektar 12,30 km und auf 10 000 Einwohner 5,10 km Bahnlänge entfallen. Einschließlich 75 km Lokal- und Dampfstraßenbahnen in Privatbetrieb umfaßt das konzessionierte belgische Kleinbahnnetz 153 Linien mit 3698 km, d. s. 81 v. H. des Hauptbahnnetzes von 4560 km. An Dividende wurde von der Kleinbahngesellschaft 3,19 v. H. (1905, gegen 3,21 v. H. im Jahre 1904) gezahlt. Das Anlagekapital der 145 Linien beträgt 214 972 000 Frcs., davon haben der Staat 40,5 v. H., die Provinzen 28,3 v. H., die Gemeinden 29,5 v. H. und Private 1,7 v. H. aufgebracht.

Die *Kleinbahngesellschaft* besaß (1905) 514 Lokomotiven, 1364 Personen- und 4797 Gepäck- und Güterwagen mit einem Gesamtwert von 32 431 832 Frcs., beschäftigt wurden 450 Beamte. Für die elektrisch betriebenen Strecken waren 360 Personenwagen vorhanden, wovon 190 Motor- und 12 Güterwagen. Die mittlere Betriebslänge der 145 Linien betrug 2584,94 km; insgesamt wurden 17 109 963 Zugkilometer geleistet. Auf 1 km betrugen die Einnahmen 5729,65 Frcs., der Ueberschuß 1869,50 Francs. Das Verhältnis von Ausgaben zu Einnahmen ergab sich zu 67,37 v. H. (65.5 im Jahre 1904). Bei 139 Unfällen wurden 54 Personen getötet (worunter 11 Reisende) und 85 verletzt (40 Reisende). In einer ausführlichen Statistik sind die Betriebsergebnisse jeder der 145 Linien wiedergegeben. (Zeitschrift für Kleinbahnen 1906 S. 712—721.) *A. M.*

Wasserkraftanlage.

Wasserkraftanlagen in Peru. (*Guarini.*) Zurzeit werden die Wasserkräfte von Peru nur in zwei Anlagen mit 1000 PS ausgenutzt. Bei Mollendo soll ein größeres Dampfkraftwerk für 24 stündigen Betrieb errichtet werden. Letzterer Umstand sowie die hohen Kohlenpreise befürworten jedoch die Ausnutzung von nicht zu weit entfernten Wasserkräften. Unter Benutzung der Wasserversorgung von Mollendo können 250 PS gewonnen werden. Bei Arequipa betreibt die „*Sociedad Electrica de Arequipa*" ein Wasserkraftwerk für 1000 PS Leistung bei Charcani am Chile-Fluß. Durch eine 1300 m lange Kanalleitung werden 4 cbm/Sek. Wasser zugeführt (Gefälle 26,5 m). Das Werk enthält bis jetzt zwei Turbinen für je 865 Lit./Sek. und je 248 PS. Eine 500 PS Einheit wird aufgestellt.

Habich hat berechnet, daß Peru außerordentlich große Wasserkräfte besitzt, so allein der Rimac-Fluß 100 000 PS. Der Chile-Fluß führt etwas oberhalb des Charcani-Werkes 6 cbm/Sek., das Gefälle beträgt fast 4000 m, so daß 240 000 PS ausnutzbar sind. Da das Gefälle des Charcani-Werkes leicht auf 100 m erhöht werden kann, sind dort bei Nutzbarmachung der 6 cbm/Sek. des Chile-Flusses 6000 PS zu gewinnen.

Eine weitere und die wichtigste Kraftquelle ist der Titicaca-See (3800 ü. M.) mit 6600 qkm Oberfläche. Der Abfluß des Sees, der Desaguadero-Fluß führt 100 cbm/Sek. Zur Ausnutzung des 250 km vom Pacific-Ozean entfernten Sees müßte zunächst ein 60—70 km langer Stollen durch die den See umgebenden Berge getrieben werden. Da die Kosten dieses Tunnels sehr hoch, wäre eventl. das Wasser über den anliegenden Berg (4600 m Höhe) zu pumpen, um dann in einer Rohrleitung dem Kraftwerk am Ozean zuzufließen. Da für die Hebung von 100 cbm um 1 m in einer Sekunde etwa 1900 Pumpen-PS erforderlich sind, so werden für das Ueberpumpen 1 520 000 PS benötigt. Da das Gefälle nunmehr 4600 m beträgt, so können theoretisch 6 133 333 PS und abzüglich der obigen Pumpenleistung 4 613 333 PS gewonnen werden. In der Rohrleitung beträgt der Gefällsverlust etwa 1 m auf 1 km oder insgesamt 524 km oder 698 666 PS. Rechnet man reichlich 1 914 667 PS Verluste in den Turbinen, Generatoren usw., so verbleiben rund 2 000 000 PS elektrische Leistung. 8 Fig. (The Engineering Magazine, 1906, S. 391—400.) *A. M.*

Isarwerke. Von *Stamm.* Die *Gesellschaft Isarwerke m. b. H.* erbaute 1894 in Höllriegelsgereuth bei München die Zentrale I für 2000 PS; dieselbe enthält vier 500 PS *Jonval*-Turbinen für je 13,5 cbm/Sek. und 3,5 m Gefälle. Die neue Zentrale II (oberhalb) enthält zwei wagerechte *Francis*-Doppelturbinen von *Escher, Wyß & Co.* für je 2000 PS Leistung. Jedes Laufrad ist für 15 cbm/Sek. und 6,56—6,8 m Gefälle berechnet. Das Kraftwerk besteht aus zwei Teilen: der Wasserkammer mit den Turbinen und von ihr durch eine 1,6 m starke Betonwand getrennt das Dynamohaus mit den direkt gekuppelten Drehstromgeneratoren (*Union E. G.*). Um jede Turbine allein arbeiten zu lassen, ist die Wasserkammer durch eine Betonwand geteilt; vor letzterer sind zwei Schützen angeordnet. Der Wasserzulaufgraben bildet ein langes Dreieck, dessen eine Seite an das Kraftwerk stößt und dessen gegenüberliegende Spitze als Zuflußstelle des Wassers aus dem Flusse zu dem Kanal dient. Durch diese Ausbildung des Einlaufkanals werden Wasserstöße aus dem Fluß gemildert. Im Winter wird durch ein am oberen Ende des Feinrechens angeordnetes Rohr mit vielen kleinen Löchern warmes Quellwasser (etwa 8—10° C) unter 3 at Druck auf die Rechenstäbe geleitet, wodurch diese den ganzen Winter hindurch völlig eisfrei gehalten werden. Die Schützen mit ihrem Antriebsmechanismus sind entgegen der üblichen Anordnung außerhalb hier in der Wasserkammer selbst aufgestellt; sie werden durch einen 5 PS-Motor oder von Hand angetrieben. Bemerkenswert ist, daß die Schützen in hochgezogener Lage mit ihren Zahnstangen einen derartig kräftigen Horizontaldruck auf die Zahnräder ausübten, daß die Lager verschoben wurden oder sogar barsten.

Neuerdings wurde eine Sicherheitskupplung mit Friktionsscheiben zwischen Triebwerks- und Motorwelle eingebaut, welche sich gut bewährte. 4 Fig. Schluß folgt. (Zeitschr. für das gesamte Turbinenwesen, 1906, S. 505—507.) *A. M.*

Hydraulische Akkumulieranlagen. (*Golwig.*) Verfahren zur Wasseraufspeicherung, ohne unterhalb befindliche Wasserrechte zu stören. Die Wirtschaftlichkeit einer Wasserkraftanlage ist um so größer, je höher der Belastungsfaktor ist. Um letzteren zu erhöhen, ist die hydraulische Akkumulierung zu empfehlen. Bei der natürlichen Akkumulierung (bei hohem Gefälle, 100 v. H. Wirkungsgrad) wird das Wasser im Oberlauf während des Betriebsstillstandes in Staubecken angesammelt. Die künstliche Akkumulierung (45—60 v. H. Wirkungsgrad) ist erst seit Einführung der Kreiselpumpen mit 80 v. H. Wirkungsgrad lohnend. Ein Beispiel hierfür ist die Anlage Olten—Aarburg in Ruppoldingen. Obwohl diese Akkumulieranlagen technisch und wirtschaftlich sehr wertvoll sind, konnten sie dennoch nicht häufig angewandt werden, weil durch die Stauanlage der Zufluß zu

den unterhalb liegenden fremden Wasserrechten gestört wurde und mithin gesetzlich nicht zulässig war. Das neue Verfahren von *Golwig* vermeidet diesen Nachteil auf folgende Weise: Bei jeder Anlage, bei der gestaut werden soll, wird unterhalb der Turbinenanlage ein zweites (Kompensations-)Becken von etwa gleichem Fassungsvermögen wie das oberhalb der Turbinenanlage belegene Haupt-Staubecken errichtet. Durch selbsttätige Reguliervorrichtungen wird bewirkt, daß der sekundliche Wasserausfluß aus dem unteren Becken jederzeit gleich dem sekundlichen Wasserzufluß aus dem Flußlaufe in das obere Staubecken ist. Vor Beginn der Betriebsperiode wird das untere Becken einmal gefüllt, d. h. es wird nur einmal Wasser aus dem Flußlaufe zurückgehalten, was zur Füllung von Teichen gesetzlich erlaubt ist. Wird z. B. in der Nacht keine Kraft gebraucht, so speichert sich das gesamte Nachtwasser im oberen Becken auf. Währenddessen fließt aus dem Vorrat des unteren Beckens soviel Wasser ab, als in das obere Becken aus dem Flusse zufließt. Für die Reguliereinrichtungen sind verschiedene elektrische Konstruktionen vorgesehen. Das neue Verfahren ist auch für die künstliche Akkumulierung verwendbar. 11 Fig. (Elektrotechnik und Maschinenbau 1906, S. 967 bis 973.) *A. M.*

Werkzeugmaschinen.

Schnelldrehbank für Lokomotivräder. Die von der *Niles, Bement & Pond Company*, New York, gebaute Räder-Abdrehbank wird von einem 35 PS-Elektromotor mittels *Morse*-Kette angetrieben und kann Lokomotiv-Treibräder von über 2 m Durchmesser aufnehmen. Die Planscheiben haben rund 2,6 m Durchmesser und rund 2 m Abstand. Die Tagesleistung der Maschine beträgt 6—10 Achsen. Die Mitnehmer fassen die Räder an der Felge an und vermeiden dadurch die beim Mitnehmen an den Speichen entstehenden Erzitterungen. Die Schnittgeschwindigkeit beträgt $3^1/_2$ m i. d. Minute, die Maschine ist jedoch für eine Schnittgeschwindigkeit von 9 m/Min. bei 13 mm Spantiefe und 5 mm Vorschub gebaut. Der Reifen wird zunächst übergeschruppt, wozu etwa 12 Umdrehungen gehören, und sodann in weiteren 8 Umdrehungen fertig geschlichtet. Die Drehmeißel bestehen aus luftgehärtetem Stahl und sind mindestens 40 mm breit, 80 mm hoch; als Schruppstahl dient ein Meißel mit abgerundeter Spitze, zum Schlichten werden Formstähle verwandt, harte Schlagstellen werden zunächst mit einem besonderen gradkantigen Stahl weggenommen. Bei Versuchen an Rädern mit sehr harten *Krupp*-Stahlreifen von 1,75 m Durchmesser und 140 mm Breite ergaben sich in den Werkstätten der *Canadian-Pacific*-Eisenbahn folgende Zeiten für die einzelnen Arbeiten:

1. Achse Aufnehmen, auf die Bank setzen u. Aufspannnen: 11 Min.
2. Schruppstähle ein- u. losspannen u. Lauffläche abschruppen: . . . . 42 „
3. Schruppstähle ein- u. losspannen u. Spurkranz abschruppen: . . . . 22 „
4. Schlichtstähle ein- u. losspan. u. Lauffläche abschlichten 10 „
5. „ „ „ „ „ Spurkranz „ 13 „
6. „ „ „ „ „ Außenfläche „ 9 „
7. Achse losspannen und von der Bank absetzen: . . 4 „

Zusammen: 111 Min.

Die Spantiefe betrug 8 mm, der Vorschub 6 mm, Schnittgeschwindigkeit 4 m/Min. 4 Fig. (The Engineer 1906, Bd. II, S. 661/62.) *S.*

Bücherschau.

Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. Herausgegeben von *Blum*, Geheimer Oberbaurat, Berlin, *von Borries*, Geheimer Regierungsrat, Professor an der Technischen Hochschule, Berlin, *Barckhausen*, Geheimer Regierungsrat, Professor an der Technischen Hochschule, Hannover. Zweiter Band: Der Eisenbahnbau der Gegenwart. Zweite umgearbeitete Auflage. Erster Abschnitt. Linienführung und Bahngestaltung. Bearbeitet von *Paul*, Lippstadt, *Schubert*, Sorau, *Blum*, Berlin. Mit 121 Abb. und 3 lithographischen Tafeln. Wiesbaden, 1906. C. W. Kreidel.

Von dem bekannten klassischen Werk der Eisenbahn-Literatur ist der erste Abschnitt des zweiten Bandes in zweiter umgearbeiteter Auflage erschienen. Einige Abschnitte verdienen weit über die Fachkreise hinaus bekannt zu werden. Knappheit und Anschaulichkeit der Darstellung und der mustergültige Stil fördern das Interesse des Lesers von Seite zu Seite. Der erste Teil „Bahngattungen, Grundlagen für deren Gestaltung und Wahl" sollte in allen Kreisen eifrig studiert werden, die beim Zustandekommen einer neuen Bahn zu gemeinsamer Arbeit mit der Eisenbahnbehörde berufen sind. Wir meinen die Volksvertreter in den Parlamenten, die Verwaltungsbeamten der städtischen und regierungsseitigen Behörden, die Industriellen und Grundbesitzer. Viel Nutzen würde gestiftet, die Vorbereitungsarbeiten zu einem Bahnneubau würden erleichtert und beschleunigt, wenn die breiteren Volksschichten mit den generellen eisenbahntechnischen Grundlagen vertrauter wären, viel hartnäckige Kirchturmspolitik würde schwinden und einer Unterordnung unter die großen leitenden Gesichtspunkte volkswirtschaftlicher Verkehrspolitik leichter Platz machen. Die Ziele aller Ingenieur-Arbeit nebst ihren Mitteln können nur dann richtig gewürdigt und beurteilt werden, wenn die Grundlagen jener hinreichend bekannt sind. Zu diesen wichtigsten Elementen für die Beurteilung der Linienführung und Bahngestaltung gehören: Einfluß der Verkehrsstärke, des zu durchziehenden Geländes, der zur Verfügung stehenden Geldmittel, der Wechselwirkung zwischen Bau- und Betriebskosten.

Das zusammengetragene Material des Trassierens ist reichlich ergänzt durch Hinweise auf eingehendere Behandlung in der Literatur.

In dem Teil „Anforderungen des Betriebes an die Gestaltung und Einteilung der Bahn" werden die neuesten Erfahrungen der Einrichtungen für eine Abwicklung des ständig wachsenden Verkehrs in großen Umrissen besprochen.

Der folgende Teil behandelt den Schutz der Bahn gegen Naturereignisse und Witterungseinflüsse, wie Frost, Schnee, Hochwasser, Feuer und Felsstürze.

Der letzte Teil wendet sich zu der Sicherung des Bahnbetriebes, soweit er von andern die Strecke kreuzenden oder berührenden Verkehrswegen, wie Eisenbahnen, Stadt und Landwegen und Wasserstraßen beeinflußt wird, und entwickelt die Forderungen für die betriebssichere Durchführbarkeit des Verkehrs nebst den Mitteln, um jene zu erfüllen.

Hans A. Martens

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Eine praktisch brauchbare Gasturbine. Versuch einer Lösung des Gasturbinenproblems mit einem vollständig durchkonstruierten Beispiel von Dr. *Richard Wegner*, Physiker und Dipl.-Ing. in Heidelberg. Mit 6 Abb. Rostock i. M. 1907. C. J. E. Volckmann. (Volckmann & Wette.) Preis geh. M. 1,—.

Aus Natur- und Geisteswelt. Sammlung wissenschaftlich-gemeinverständlicher Darstellungen. 108. Bändchen. Die Beleuchtungsarten der Gegenwart. Von Dr. phil. *Wilhelm Brüsch*, Oberlehrer am Johanneum zu Lübeck. Mit 155 Abb. Leipzig 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 1,—, geb. M. 1,25.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 9. Berlin, 2. März 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Weltausstellung in Lüttich.

Das Eisenbahnwesen, mit besonderer Berücksichtigung der Lokomotiven.

Von Ingenieur **M. Richter**, Bingen.

(Fortsetzung von S. 636, 1906 Bd. 321.)

Im folgenden soll über die ausgestellten *Tenderlokomotiven* berichtet werden, bei denen allerdings nur teilweise genügendes Material zur Bearbeitung seitens der Baufirmen geliefert wurde. Die wichtigsten Formen wenigstens können vollständig dargestellt werden, während bei anderen Typen die Photographie das einzige Mittel zur Darstellung ist und bei einigen war nicht einmal diese von der Firma zu erlangen.

Indem wieder die *normalspurigen* Lokomotiven vorausgeschickt werden sollen, folgt daher:

20. $^2/_2$ *gek. Werklokomotive* mit Zwillings-Naßdampfmaschine und *Field*-Kessel, gebaut und ausgestellt von der *Société Anonyme John Cockerill*, Seraing (Belgien), 1905, Fabriknummer 2491.

Diese Bauart ist eine gesuchte Spezialität der Firma und mit Rücksicht auf folgende Bedingungen entworfen:

Anpassung an den Dienst auf Bahnen in gewerblichen Unternehmungen und Anlagen: Fabriken, Zechen, Bauten, Häfen usw., wo sich bei leichtem bezw. minderwertigem Oberbau sehr scharfe Kurven vorfinden und ziemlich große Lasten häufig über kürzere Strecken zu befördern oder zu verschieben sind. Es handelt sich dementsprechend um einen möglichst leichten, kurzen Motor, der den Oberbau nur gering beansprucht, geschmeidig durch alle Kurven hindurchgeht, verhältnismäßig große Leistung zugunsten der Nutzlast entwickelt, einmännig bedient wird und seinem Führer nach allen Seiten bequeme Umschau gestattet.

Diesen Bedingungen wird genügt durch eine zweiachsige Lokomotive mit sehr kurzem Radstand und stehendem Kessel unter Schutzdach, das Ganze so einfach und so zusammengedrängt, daß es eine in Anschaffung, Betrieb und Unterhaltung wenig kostspielige, allen Sonderbedürfnissen gerechte Anlage von kleinem Umfang darstellt: (Fig. 38).

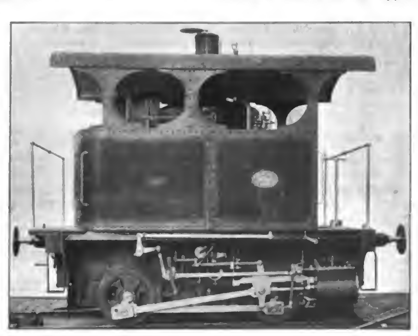


Fig. 38. Werklokomotive von Cockerill.

Der Radstand ist so bemessen, daß die größte der vier Ausführungen, in denen dieser Motor hergestellt wird, Kurven vom kleinsten Halbmesser 15 m noch bequem durchfahren kann; er beträgt in diesem Falle 1,8 m. Die Achsen sind natürlich gekuppelt; sämtliche Räder werden gebremst, und zwar bei der größten Klasse mit einer Dampfbremse, die einen Bremsdruck von 4000 kg an jedem Rad hervorbringt, was 90 v. H. des Dienstgewichtes der Maschine bedeutet; dadurch ist ein sehr rasches Halten derselben ermöglicht, was bei Rangierbewegungen in Bahnhöfen und auf Gefällen von Vorteil ist.

Der stehende, ziemlich kleine, aber leistungsfähige Kessel ist ein Wasserrohrkessel der Bauart *Field*. Derselbe ist gekennzeichnet durch eine Wellrohrfeuerbüchse, in welche eine Anzahl unten geschlossener Rohre von der Decke aus abwärts stumpf hineinragen und so eine stark verteilte Heizfläche herstellen; zur Verbesserung des Wasserumlaufs sind in diese Rohre beiderseits offene engere Röhren lose hineingehängt, so daß die Verdampfung in dem engen, ringförmigen Zwischenraum zwischen den beiden Rohrwänden stattfindet. Das Abzugsrohr für die Heizgase ist als senkrechtes Flammrohr durch den Wasser- und Dampfraum hindurchgeführt und zum Kamin verlängert. (Fig. 39.)

Um einen Druck von 10 at zu erzeugen, ist eine Anheizzeit von nur 45 Min. erforderlich, für sparsame und doch schleunige Betriebsbereitschaft ein günstiger Umstand.

Zur Speisung des Kessels dient außer einer, nach amerikanischem Muster von einer Kreuzkopfnase ange-

triebenen Stiefelpumpe ein selbstanziehender Injektor, der bei 10 at Betriebsdruck dem Speisewasser eine Temperatur von 40° C erteilt. Der Wasservorratskasten ist zweiseitig hinter dem Kessel in U-Form auf den Rahmen gestellt, wodurch die Bauart stabiler und massiver wird. Vor dem Kessel über den Zylindern, also einseitig und nicht vertauschbar (bei der ganzen Anordnung wäre ein doppelseitiger Führerstand zwecklos) ist der Führersland untergebracht und mit Wasserbehälter und Kessel gemeinsam überdacht.

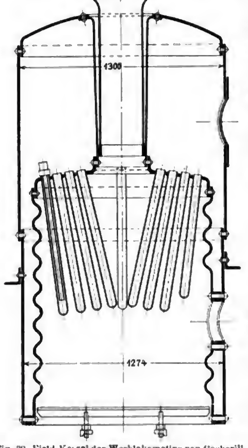


Fig. 39. Field-Kessel der Werklokomotive von Cockerill.

Die Rahmen liegen innerhalb der Räder, das Triebwerk außerhalb, abgesehen von dem Antrieb der Kulisse der *Heusinger*-Steuerung, deren Exzenter nach innen auf die Triebachse gesetzt ist und mit Schwinghebel an einer Zwischenwelle angreift, auf der außen die Kulisse aufgekeilt ist. Die Umsteuerung geschieht mit einem Händel. Einfach und kräftig ist die verhältnismäßig kurzhübige Hochdruckmaschine ausgeführt.

Die Lokomotive ist auf vier Punkten gestützt, da jede Achsbüchse über sich ihre eigene Längsfeder besitzt.

Auf Wunsch wird ein von einer *Brotherhood*-Maschine getriebenes Spill von 2,2 t Gewicht beigegeben, das im Bahnhofsdienst sich nützlich zeigen kann.

Die Firma *Cockerill* hat von diesem Motor von 1870 bis zur Eröffnung der Lütticher Ausstellung 1905 517 Stück gebaut, die vorwiegend nach Belgien, Frankreich, Deutschland und Rußland gegangen sind.

Die Ausstellungslokomotive war von der Größe IV.

Folgendes sind die Hauptabmessungen und sonstigen Verhältnisse aller vier Typen:

Größe der Bauart			I	II	III	IV
Spurweite (im Lichten)		mm	600 bis 1000	1000 bis 1524	1000 bis 1676	1435 bis 1676
Zylinderdurchmesser		mm	150	200	250	285
Kolbenhub		„	200	260	260	320
Triebraddurchmesser		„	550	615	615	700
Kesselüberdruck		at	10	10	10	10
Rostfläche		qm	0,40	0,62	0,83	1,00
Heizfläche, feuerberührt		„	8,34	12,35	16,78	25,50
Gewicht	im Dienst / Triebachslast	t	7,0	8,6	12,8	17,7
Vorräte	Wasser	„	0,7	1,2	2,1	3,2
	Kohlen	„	0,2	0,3	0,53	0,65
Radstand		m	1,15	1,3	1,6	1,8
Größte	Länge über Puffer	„	3,2	3,5	4,0	4,6
	Breite	„	2,08	2,14	2,24	2,47
	Höhe über S-O	„	3,0	3,21	3,44	3,81
Kleinster Kurvenradius		„	6	8	10	15
Höchste Geschwindigkeit		km/Std.	20	25	25	30
Beförderte Zuglast auf einer Steigung von	1 : ∞	t	65	100	165	230
	1 : 100	„	26	42	67	93
	1 : 50	„	15	24	39	54
	1 : 33	„	10	16	25	34
	1 : 25	„	6	11	17	33
	1 : 20	„	4	8	13	19
Täglicher Verbrauch an	Wasser	kg	1400	2500	4000	6500
	Kohlen	„	225	300	425	700
	Oel	„	0,75	1	1,5	2
	Talg	„	0,33	0,5	1,0	1,5

21. $^3/_3$ *gek. Industrie-Lokomotive* mit Zwillings-Naßdampfmaschine, gebaut und ausgestellt von der *Société Anonyme „La Meuse“*, Lüttich 1905, Fabriknummer 1938.

Diese kräftig und sauber ausgeführte Lokomotive soll eine Bauart darstellen, wie sie von der erwähnten Firma als Spezialität in verschiedenen Größen seit Jahren hergestellt wird. (Fig. 40.)

Der Kessel hat *Belpaire*-Büchse, die von der letzten Triebachse unterstützt ist, *Wilson-Klotz*-Ventil, Dom auf dem vorderen Schuß.

Die Rahmen liegen innen, das Triebwerk außen. Die Steuerung ist die *Walschaert*sche, die Umsteuerung liegt rechts; die mittlere Triebachse wird angetrieben; die Zylinder hängen ziemlich weit über, während der Radstand der Maschine trotz ihrer Leistungsfähigkeit auf 2,75 m beschränkt ist, um das Kurvenfahren zu erleichtern.

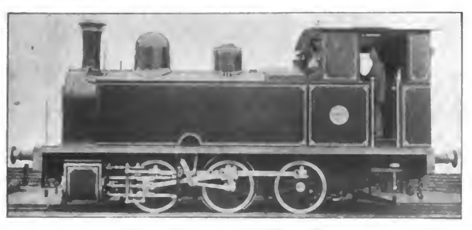


Fig. 40. Industrie-Lokomotive von „La Meuse“.

Die Wasserkästen sind seitlich vom Kessel angebracht. Der Tender geht vor bis hinter die mittlere Triebachse. Alle drei Achsen werden einseitig (von vorn) gebremst, und zwar mit Hand- und Dampfbremse.

Diese Lokomotive, in der Gesamtanordnung einfach und übersichtlich gehalten, hat, ihrem Dienstgewicht entsprechende große Leistungsfähigkeit. Der Anstrich war wohl für den Betrieb bestimmt: dunkelgrasgrün mit roten Einfassungen und Messingverzierungen, Puffer und Triebstangen blank.

Zylinderdurchmesser	mm	400
Kolbenhub	„	500
Triebraddurchmesser	„	1000
Kesselüberdruck	at	12
Heizfläche, feuerberührt	qm	80,0
Rostfläche	„	1,4

Gewicht	im Dienst, Triebachslast	t	37,0
	leer	„	29,5
Vorräte	Wasser	„	4,8
	Kohlen	„	0,8
Zugkraft ($\alpha = 0,5$)		kg	4800

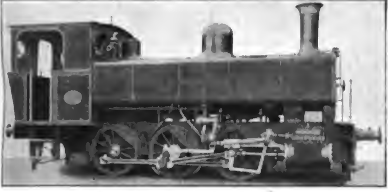


Fig. 41. Lokomotive der Zeche „Bois du Luc“.

$^2/_3$ *gek. Tenderlokomotive* der belgischen Zeche „Bois du Luc“ mit Zwillings-Naßdampfmaschine, gebaut und ausgestellt von der *Société Anonyme „Cie Centrale des Constructions“*, Haine-St. Pierre (Belgien), 1905, Fabriknummer 904, Betriebsnummer 1. (Fig. 41.)

Im großen Ganzen gleicht diese Lokomotive der vorigen, ist aber für 60 km/Std. bestimmt und hat deshalb höhere Triebräder; sonst bietet sie nichts bemerkenswertes. Die Abmessungen sind:

Zylinderdurchmesser		mm	420
Kolbenhub		„	600
Triebraddurchmesser		„	1200
Kesselüberdruck		at	12
Heizrohre	Anzahl	—	147
	Länge (zw. Wänden)	mm	3250
	Durchmesser	„	40/45
Heizfläche, feuerberührt		qm	87,46
Rostfläche		„	1,51
Radstand		m	2,9
Gewicht	Triebachslast, im Dienst	t	37,5
	leer	„	30,0
Vorräte	Wasser	„	4,0
	Kohlen	„	1,0
Zugkraft ($\alpha = 0,5$)		kg	5300
Höchste Geschwindigkeit		km/Std.	60

Auch äußerlich war diese Maschine von der vorigen kaum verschieden und zeigte sich in betriebsmäßiger Ausstattung: im Oberteil dunkelgrün gestrichen und mit Messingreifen verziert, im Unterteil ziegelrot.

Hier war ebenfalls der Führerstand nebst Umsteuerung auf die rechte Seite der Maschine verlegt. — Die Bauart ist mit etwas anderen Abmessungen auch sonst, z. B. auf den preußischen Staatsbahnen, vielfach ausgeführt und entspricht ihrem Zweck: Bedienung von normalen Nebenbahnen und anderen Anschlußstrecken, sehr wohl.

23. $^3/_3$ *gek. normale Tramlokomotive* der belgischen Kleinbahnen, gebaut von der *Société Anonyme „St. Léonard“*, Lüttich, 1905, Fabriknummer 1392, Betriebsnummer 812. (Fig. 42.)

Im Jahre 1884 wurde durch ein besonderes Gesetz die *„Société Nationale des Chemins de fer vicinaux“* in Belgien gegründet, und seit dieser Zeit haben die Kleinbahnen ein an Dichte mit dem Staatsbahnnetz wetteiferndes Netz über das Land gesponnen, das auch die deutschen Kleinbahnen verhältnismäßig an Länge übertrifft und sich etwa doppelt so gut wie diese rentiert. Diese Bahnen sind teils meter-, teils normalspurig, in diesem Fall zum Uebergang von Hauptbahnwagen eingerichtet, und benutzen teils die Straße, teils eigenen Bahnkörper, was auf die äußere Gestaltung der Lokomotive Einfluß hat.

Die ausgestellte Lokomotive ist für normalspurige Straßenbahnen bestimmt; sie besitzt deshalb normale Pufferhöhe und Pufferweite (1050 mm über

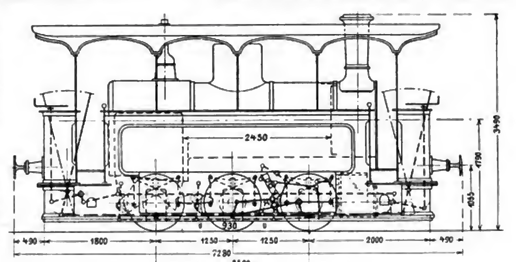


Fig. 42. Belgische Tramlokomotive.

S-O und 1700 mm Entfernung) und ist vollständig in einem Gehäuse eingeschlossen, wobei das Triebwerk noch besonders durch aufklappbare Schutzbleche verschalt ist. Dies entspricht den allgemeinen Bedingungen des Straßenbahnbetriebes und des Schutzes, den das Triebwerk vor den Straßenstaub haben muß. Um dem Führer in beide Fahrtrichtungen gleich gute Umschau zu gewähren, ist ein Führerstand an beiden Enden eingerichtet, sämtliche Handhebel sind also doppelt vorhanden: Umsteuerung, Bremse, Regler, Pfeife usw., so daß der Führer seinen Platz wechseln kann.

Im übrigen aber ist die Lokomotive wie eine gewöhnliche Nebenbahntenderlokomotive durchgebildet; Kondensation des Abdampfes findet nicht statt. Die Wasservorratskästen sind zu beiden Seiten des Kessels angebracht und nehmen die ganze Länge von Rauchkammertür- bis Feuertürwand ein, so daß für die Mannschaft nur vor und hinter dem Kessel Raum gelassen ist, seitlich aber kein Gang übrig bleibt. Auch der Sandkasten liegt beiderseits an der Mitte des Langkessels über der Mittelachse und bedient diese von beiden Seiten; für ihn ist im Wasserbehälter eine Aussparung vorgesehen, der verfügbare Raum also sehr gut ausgenutzt.

Der Kessel hat kurze Rauchkammer, *Belpaire*sche Feuerkiste, die einen Armaturstutzen und ein doppeltes *Wilson-Klotz*sches Sicherheitsventil trägt; der Langkessel selbst besteht aus zwei Schüssen; der große Dampfdom sitzt auf dem hinteren von diesen und hat noch ein Ventil

mit Federwage. Am Kesselboden, vor der Feuerkiste, befindet sich ein Schlammsack.

Die Rahmen liegen außerhalb der Räder, die Zylinder in normaler Anordnung wagerecht außerhalb der Rahmen; die Kurbeln sind daher aufgesteckte (*Hall*sche) Lagerhals-Kurbeln. Die Steuerung ist die *Walschaert*sche und ist ebenfalls außerhalb angebracht; die, wie erwähnt, doppelt vorhandene Umsteuerung wird mit Hebel oder Schraube nach Belieben bedient. Die Einrichtung für Gegendampfgeben nach *Le Chatelier* ist vorgesehen; im übrigen ist nur Spindelbremse vorhanden, welche einseitig alle Räder betätigt.

Die Bauart ist einfach, kräftig, übersichtlich, zweckentsprechend und beansprucht bei 9 t Achsdruck und 2,5 m Radstand den Oberbau nur gering trotz verhältnismäßig großen Abmessungen und entsprechender Leistungsfähigkeit. Der Anstrich war betriebsmäßig: Gehäuse dunkelgrün mit schwarzen, hellgrünen und weißen Zierstreifen, der Kessel schwarz mit Messingzierbändern.

Von dieser Bauart sind sowohl für die normale, wie für die 1 m-Spur von verschiedenen belgischen und außerbelgischen Firmen einige hundert Stück geliefert worden, die bei verschiedenen Dienstgewichten zwischen 15 und 30 t in Anordnung und Aussehen kaum verschieden sind; bei den leichtesten und mit dem geringsten Radstand (1,8 m) begabten Ausführungen erfolgt der Antrieb an der Hinterachse. In vielen Fällen sitzt der große Dom unmittelbar hinter dem Kamin, und der Sandkasten auf der Kesselmitte.

Für die Ausstellungslokomotive gelten folgende Angaben:

Spurweite (im Lichten)		mm	1435
Zylinderdurchmesser		„	350
Kolbenhub		„	450
Triebraddurchmesser		„	930
Kesseldruck		at	10
Rohre	Anzahl	—	141
	Durchmesser	mm	40/45
	Länge (zw. Wänden)	„	2450
Heizfläche (feuerberührt)	Rohre	qm	48,83
	Feuerbüchse	„	4,73
	im Ganzen	„	53,56
Rostfläche		„	1,16
Radstand		m	2,5
Gewicht	leer	t	22,0
	im Dienst / Triebachslast	„	27,6
Vorräte	Wasser	„	3,0
	Kohlen	„	1,0
Zugkraft ($\alpha = 0,5$)		kg	2640
Größte Geschwindigkeit		km/Std.	30

Bemerkung: In der Tab. 3 (S. 52 1906, Bd. 321 dieses Berichtes) wurde aus Versehen 20 km/Std. angegeben.

(Fortsetzung folgt.)

Fortschritte in der Theorie des Eisenbetons seit 1904.

Von Dr.-Ing. **P. Weiske**, Kassel.

(Fortsetzung von S. 115 d. Bd.)

Hervorzuheben sind noch einzelne Arbeiten, welche besondere Querschnittsformen und Bauglieder behandeln.

1. *Thumb („Beton und Eisen" 1905 II)* gibt eine praktische Formel für die Wahl der Durchmesser der einzubettenden Rundeisen an. Aus den Bedingungen der Bruchbelastung leitet er die Faustformel ab:

$$d^{mm} = l^{m},$$

d. h. der Durchmesser in mm darf höchstens gleich der zulässigen Scherspannung (4,5 kg/qcm) multipliziert mit der Spannweite in m sein.

2. *Koenen („Beton und Eisen" 1905, S. 148)* macht Mitteilungen über die gefährlichen Abscherflächen in Beton eingebetteter Eisenstäbe mit Einbuchtungen und Einkehlungen (Walzprofile). Bei der Berechnung der Scherspannungen ist nicht der Umfang der Eiseneinlagen, sondern der Umfang des kleinsten umgeschriebenen Betonpolygams einzuführen, außerdem sind die zulässigen Mindestabstände der Eiseneinlagen von der Betonunterkante von der Querschnittsform abhängig.

3. *Eisenbetonkonstruktionen mit großen Profileinlagen.* Diese zuerst von *Melan* eingeführten Konstruktionen (Decken und Brücken) sind auch zuerst von ihm berechnet. *Melan*s Formeln finden sich u. a. für Träger im *Betonkalender 1906, S. 61*, für Gewölbe im *Betonkalender 1906, S. 166.*

Zu erwähnen ist noch die Arbeit von *Elwitz „Berechnung doppelt bewehrter oder mit Profileisen versehener Betoneisenträger" („Beton und Eisen" 1905, Heft 10 und 11).* In dieser Arbeit werden die Flanschen der Profileisen als doppelte Armierung angesehen und die Wirkung des Steges vernachlässigt. Außerdem wird auch noch in einer zweiten Berechnungsweise nach dem Vorgange von *Melan* das Trägheitsmoment des armierten Querschnittes in die Berechnung eingeführt.

Die Aufgabe läßt sich auch graphisch mit Hilfe von Kraft und Seileck lösen. Ein Beispiel ist vom Verfasser durchgeführt in *„Cement und Beton 1904, Heft 8.*

4. *Berechnung von Stufenquerschnitten.*

Da die Druckzone der Stufen nicht rechteckig, sondern trapezähnlich ist, was besonders für freitragende Stufen in Betracht kommt, schlägt *Emperger* eine analytisch graphische Methode unter Benutzung von Kraft und Seileck vor *(„Beton und Eisen" 1906, Heft 6).*

Rein analytisch ist die Aufgabe der Berechnung von Eisenbetonbalken mit Dreieck- und trapezförmigen Querschnitt gelöst von *Rösler* in seinem Aufsatz: *„Berechnung des Eisenbetonbalkens mit Dreieck- und trapezförmigem Querschnitt". „Zement und Beton" 1905, No. 12.*

5. *Berechnung von Kreisringquerschnitten mit Eiseneinlagen für Schornsteine.*

Die Berechnung der Schornsteine aus den verschiedenen Baustoffen ist von *Lang* eingehend in seinem Werke: *Der Schornstein, Hellwings Verlag,* behandelt worden. Für die Aufstellung der statischen Berechnung hat *Lang* in seiner Anleitung zum Entwerfen und zur statischen Berechnung gemauerter Schornsteine ein Schema angegeben, welches auch bei dem Entwerfen von Eisenbetonschornsteinen Verwendung finden kann. Die spezielle Untersuchung der Spannungen in kreisrunden Schornsteinquerschnitten mit Eiseneinlagen ist durchgeführt von *Landmann* in der *Zeitschrift für Architektur und Ingenieurwesen 1905* und von *Saliger* in *„Beton und Eisen II und X.*

6. *Eisenbetonpfeiler mit spiralförmiger Eiseneinlage.*

Considère konstruiert Eisenbetonsäulen mit Längsarmierung und umwindet die Säulen außerdem mit einer Spiralarmierung aus Rundeisen. (Umschnürter Beton, beton fretté). Durch die Spiralarmierung soll die Bruchfestigkeit der Säulen bedeutend erhöht werden. Die Firma *Wayß & Freytag* hat das Ausführungsrecht für Deutschland erworben und Versuche anstellen lassen, welche in *Mörsch-Wayß & Freytag, S. 69 ff.* beschrieben sind.

Considère stellte die Formel auf

$$\text{Bruchlast } P = 1{,}5\, k\, F_b + \sigma_e (F_e + 2{,}4\, F_e{}^1)$$

Hierbei ist k die Bruchfestigkeit des Betons, F_b der von der Spirale eingeschlossene Betonquerschnitt, F_e der Querschnitt der Längsarmierung, $F_e{}^1$ der Querschnitt der gedachten Längsstangen, deren Gewicht derjenigen der Spiralarmierung gleich wäre. Die Wirkung der Spiralarmierung, welche vornehmlich ein Ausweichen der gequetschten Betonteile verhindert, würde also das 2,4 fache der Längsarmierung betragen. Man wäre also imstande, schlankere Eisenbetonsäulen zu konstruieren. Die von *Wayß & Freytag* veröffentlichten Versuche stimmen in ihren Resultaten mit den durch die Formel gegebenen Zahlen annähernd überein. Außerdem werden noch wichtige Aufschlüsse über die Ganghöhe der Spiralen und über das Verhältnis der Längsarmierung zur Spiralarmierung gegeben.

Die Versuche werden ergänzt durch solche von *Bach*, welche auf Veranlassung von *Wayß & Freytag* mit 61 Probekörpern, in auf der Baustelle üblicher Herstellungsweise angefertigt, angestellt sind. (*Beton und Eisen 1905, Heft 12, 1904 Heft 1 und 2*). Die Ergebnisse haben *Considère* vorgelegen, welcher trotz der Mängel der Ausführung für einzelne Probekörper eine befriedigende Uebereinstimmung mit seiner Formel in derselben Veröffentlichung zahlenmäßig nachweist, im übrigen bemerkt, daß die Ganghöhe der Spiralen zu vermindern sei, und daß der Querschnitt oder die Zahl der Längsstangen vergrößert werden müsse, je stärker die Spiralen sind.

7. *An den Rändern aufliegende oder eingespannte Eisenbetonplatten.*

Es erscheint wünschenswert, die Stärke der Platten zwischen den Haupt- und Nebenunterzügen bei Eisenbetondecken tunlichst herabzumindern. Ein Mittel hierzu ist die Armierung der Platte parallel zu den beiden Auflagerrichtungen, da eine Inanspruchnahme des Betons nach zwei Richtungen unbedenklich ist und die Eiseneinlagen die nun rechnungsmäßig in beiden Richtungen auftretenden Zugspannungen aufnehmen. Die früher üblichen sogen. Verteilungsstäbe kommen nunmehr auch rechnungsmäßig zur statischen Wirkung.

Die noch wenig geklärten Verhältnisse erörtert *Zipkes* in seinem Aufsatz: „*Ein Lagerhaus für Eisenwaren in Eisenbeton*" *Deutsche Bauzeitung, Mitteilungen über Zement, Beton und Eisenbetonbau 1906, No. 5.*

Zipkes stellte die Ergebnisse der verschiedenen Arbeiten von *Föppel, Bach, Grashof* zusammen und schlägt für die an den Umfangsseiten eingespannten Platten der beschriebenen Ausführung für die Mitte

$$M_m = \frac{p\, l^2}{28}$$

für die Auflager

$$M_a = -\frac{p\, l^2}{20}$$

vor.

Christophe verwendet in seinem Buche, „Der Eisenbeton und seine Anwendung im Bauwesen" (Verlag der „Tonindustriezeitung" 1905) die Formel:

$$M = \varphi \frac{l_1{}^4}{l^4 + l_1{}^4} \cdot q\, l^2 \text{ bezw. } M_1 = \varphi \frac{l^4}{l^4 + l_1{}^4} \cdot q\, l^2$$

für die Momente nach beiden Richtungen. φ ist der Koeffizient, der von der Art der Auflagerung abhängig ist. Der Einfluß der Auflagerung auf vier Seiten nimmt hiernach sehr schnell mit einer Vergrößerung der längeren zur kürzeren Seite ab. Ist die längere Seite doppelt so lang als die kürzere, so ermäßigt sich das Biegungsmoment für die kürzere Richtung nur um 6 v. H. gegen den Wert, den man bei Vernachlässigung der Auflagerung in der längeren Richtung erhält. Der auf der gleichen Grundlage der Momentenverteilung stehende Aufsatz von *Fröhlich*: „*Massivplatten mit kreuzweiser Armierung*" („*Beton und Eisen*" *1905, Heft 8*) bezeichnet das Seitenverhältnis 4 : 7 als Grenzverhältnis, bei welchem es sich noch lohnt, gekreuzte Eiseneinlagen zu verwenden.

Aus *Lolat-Eisenbeton 1904* entnehmen wir folgende Tabelle, welche auf derselben Grundlage berechnet ist und die Verminderung ω des Biegungsmomentes für verschiedene Verhältniszahlen der Seiten s und r zeigt.

	Quadrat	Rechteck									
s/r	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
ω	0,500	0,59	0,68	0,74	0,80	0,84	0,87	0,89	0,91	0,93	0,94

Hiernach hat also die kreuzweise Eisenarmierung nur Zweck bis etwa $s/r = 1{,}8$.

8. *Ueber mehrere Stützen fortlaufende Balken. Statisch unbestimmte Systeme.*

Die amtlichen Bestimmungen schreiben vor:

Bei Platten, die über mehrere Felder durchgehen, darf das Biegungsmoment in den Feldmitten zu $^4/_5$ des Wertes angenommen werden, der bei einer auf zwei Stützen frei aufliegenden Platte vorhanden sein würde, falls nicht die wirklich auftretenden Momente und Auflagerkräfte rechnerisch oder durch Versuche nachgewiesen werden.

Diese Vorschrift scheint den tatsächlichen Verhältnissen nicht besonders zu entsprechen. Für Platten und Plattenbalken, welche über mehrere Stützen weglaufen, wird im allgemeinen ein größeres Stützenmoment als $q\frac{l^2}{40}$, welches obiger Vorschrift entspricht, vorhanden sein, so daß auch das Moment in der Mitte $< q\frac{l^2}{10}$ ist. Allerdings dürfte die Annahme voller Einspannung, also $q\frac{l^2}{12}$ über der Stütze und $q\frac{l^2}{24}$ in der Mitte zu günstig sein. Daher schlägt *Christophe* vor, derartig mit halber Einspannung zu rechnen, daß das Einspannmoment mit $q\frac{l^2}{24}$ statt $q\frac{l^2}{40}$ und das Moment in der Mitte mit $q\frac{l^2}{12}$ gerechnet wird.

Da die amtlichen Bestimmungen den rechnerischen Nachweis der verschiedenen Momente zulassen, so empfiehlt sich für gleichmäßig verteilte Belastung die Anwendung der *Clapeyron*schen Gleichungen oder die Benutzung der Ordinatenwerte der Maximalmomentenlinien mit Trennung der konstanten und beweglichen Belastung für kontinuierliche Balken von *Winkler*. Allerdings wird hierbei elastisches Material und konstantes Trägheitsmoment vorausgesetzt; *Mörsch* hebt jedoch hervor, daß eine von der Proportionalität abweichende Beziehung zwischen Moment und Deformation keine Aenderungen von praktischer Bedeutung in den nach der Elastizitätslehre ermittelten Reaktionen zu bewirken vermag, und daß man mit demselben

Recht Eisenbetonträger verschiedenen Querschnittes als mit konstantem Trägheitsmoment behaftet in die Rechnung einführen kann, wie dies auch bei eisernen Trägern geschieht. — Er weist auf Versuche von *Wayß & Freytag* mit kontinuierlichen Deckenplatten ungleicher Nutzweite hin, welche die Uebereinstimmung mit den theoretischen Voraussetzungen ergaben. (*Mörsch-Wayß & Freytag 1906, S. 141.*) Neuere Arbeiten berücksichtigen die Veränderlichkeit des Trägheitsmoments.

Gottschalk untersucht in seinem Aufsatz: *„Stützenmoment des Eisenbetonbalkens" (Beton und Eisen 1905, Heft 4)* einen Balken auf drei Stützen und nimmt zwei verschiedene Trägheitsmomente innerhalb des positiven und negativen Momentenbereiches, entsprechend der Vertauschung der Platte und des Balkens in der Zug- und Druckwirkung an.

Die Verkleinerung des Trägheitsmomentes des Balkenquerschnittes über der Stütze gegen das Trägheitsmoment in der Balkenmitte hat eine nicht unerhebliche Verminderung des Stützmomentes zur Folge, so daß das Maximalmoment des Balkenfeldes weniger entlastet wird.

Daher kommt *Gottschalk* zu der Schlußfolgerung, daß sich in normalen Fällen ein besonderer Nachweis für das Auflagermoment erübrigt, wenn die Oeffnungen mit $B = \frac{q l^2}{10}$ berechnet werden, der hierfür erhaltene Eisenquerschnitt annähernd auch über der Stütze vorhanden ist und der Balken sich mit einer Schräge an die Säule anschließt, die schon die architektonische Rücksicht erfordert. Hinzuzufügen ist, daß die angedeutete Verstärkung des Balkens an der Säule wegen der aufzunehmenden Schub- und Scherspannung vorteilhaft ist, und daß die vorhandenen Druckeisen die aus den gewöhnlichen Formeln, also aus größeren Momentwerten ermittelten Druckspannungen vermindern. *Kaufmann* untersucht in seinem Aufsatz: *„Kontinuierliche Balken und statisch unbestimmte Systeme im Eisenbetonbau" (Beton und Eisen 1906, Heft 5, 6 und 7)* ebenfalls einen Balken auf drei Stützen mit Berücksichtigung veränderlichen Trägheitsmomentes und verschiedener Höhenlage.

Bei Annahme gleicher Höhenlage findet er nicht wesentlich andere Resultate als bei den gewöhnlichen Annahmen konstanten Querschnitts. Mit Recht betont er auch die Bedeutung der Betonzugspannungen im Bereich der negativen Momente, welche hier nicht hoch sind, weil die Nullinie in der Nähe der Platte liegt, so daß diese Spannungen wohl zur statischen Wirkung kommen und daher auf die Betondruckspannungen im schmalen Balken vermindernd wirken. —

Ferner weist *Kaufmann* den bedeutenden Einfluß einer Veränderung der Höhenlage nach, sowohl auf die absolute Höhe der Biegungsmomente, als auch auf den gegenseitigen Bereich der positiven und negativen Momentenflächen. Man sollte durch möglichst weites Uebergreifen der Eisen dafür sorgen, daß ein gezogener Querschnitt nie ohne Eiseneinlagen ist und über den Stützen auch auf der Unterseite die Druckeisen sich gegenseitig decken.

Neuerdings hat *Grabowski (Forscherarbeiten Heft IV)* die statisch unbestimmten Systeme zum Gegenstand einer eigenen Untersuchung gemacht unter dem Titel: „Formänderungsarbeit der Eisenbetonbauten bei Biegung".

Diese verdienstliche Arbeit wendet die Arbeitsgleichungen auf die statisch unbestimmten Systeme an und untersucht u. a. ebenfalls einen Balken auf drei Stützen. Er weist nach, daß die Vernachlässigung der Zugspannungen bei den Querschnitten, die negativen Momenten ausgesetzt sind, eine bedeutende Verminderung der Stützmomente zur Folge hat, wodurch sich der große Unterschied, den *Gottschalk* berechnet, erklären läßt. Die Stützenmomente seien tatsächlich größer, aber nicht so groß, als sich bei konstanter Annahme des Trägheitsmomentes ergibt. —

Aus diesen Untersuchungen kann man den Schluß ziehen, daß man die kontinuierlichen Balken wohl nach den amtlichen Bestimmungen oder den Maximalmomentenwerten berechnen darf, daß man ferner bei den Querschnitten über den Stützen die Betondruckspannungen reichlich hoch annehmen darf, weil sie durch die vorhandenen Betonzugspannungen und die Armierung der Druckzone entlastet werden.

Grabowski bezieht auch andere statisch unbestimmte Konstruktionen, z. B. Rahmen und gebogene Eisenbetonstäbe in den Bereich seiner Untersuchungen und es sei daher an dieser Stelle auf das Werkchen ausdrücklich verwiesen, weil der vorhandene Raum die Behandlung dieser Konstruktionen nicht gestattet.

Es soll im übrigen noch erwähnt werden, daß Fachwerke, Bogenträger, zylindrische Rohre mit Innen- und Außendruck, Behälter, Erd- und Wassermauern usw. nach den Regeln der Statik bezw. Elastizitätstheorie zur Ermittelung der äußeren Kräfte untersucht werden, unter Annahme eines konstanten Elastizitätsmoduls des Betons für Druck, und, falls zugelassen, auch für Zug. In der Fachliteratur, sowohl in Zeitschriften, als auch in Spezialwerken finden sich zahlreiche Beispiele ausgeführter Anlagen mit Angabe der angenommenen Unterlagen zur Ermittelung der äußeren Kräfte nach den anerkannten Regeln der Statik. Für die Beurteilung der inneren Spannungen sind dann die eingangs erwähnten amtlichen Bestimmungen maßgebend.

9. *Wirtschaftliche Ausnutzung und Bemessung der Eisenbetonquerschnitte.*

Die beiden wichtigsten Querschnittsformen sind die Platte und der Plattenbalken. Bei ersterer erhält man die günstigste Querschnittsform, wenn Eisen und Beton voll ausgenutzt werden, also für $\sigma_d = 40$ kg/qcm, $\sigma_e = 1200$ kg/qcm. Dies Resultat erhält man, wenn man die Kostengleichung, die eine Funktion der vorhandenen Beton- und Eisenmengen ist, auf ihr Minimum untersucht. Bei Plattenbalken liegen die Verhältnisse am günstigsten, wenn man das Eisen voll ausnutzt, und wenn die Stärke der Druckplatte möglichst gering wird. Da diese jedoch wieder von der Balkenteilung abhängig ist, außerdem bei höheren Balken die Einschalungskosten teurer werden, und im allgemeinen die Konstruktionshöhen beschränkt sind, da ferner die Betonmischungen die Kosten des Betons verändern, so erkennt man, daß eine theoretische Behandlung aller dieser zusammenwirkenden Verhältnisse schwierig und, speziell gesprochen, von wenig praktischem Werte ist, weil man in der Regel bei der Bemessung der Teilungen und Abmessungen von der gegebenen Konstruktionshöhe und der Grundrißteilung abhängig ist. Es soll hier auf zwei Arbeiten verwiesen werden, welche die in Frage kommenden Verhältnisse berücksichtigen.

Diese Arbeiten sind:

Turley, die wirtschaftlich günstigsten Abmessungen bei Bauteilen aus Eisenbeton, Zement und Beton 1905, No. 2 und

Elwitz, die Querschnittsbestimmung von Platten und Plattenbalken aus Eisenbeton nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten, Beton und Eisen 1905, Heft I und II.

10. *Eisenbetonbauten für Eisenbahnzwecke.*

Die Wirtschaftlichkeit der Eisenbetonbauten macht ihre Einführung auch bei Eisenbahnbauten vorteilhaft.

Von dem Gesichtspunkte ausgehend, daß für Bauten aus Eisenbeton, welche dem Einfluß der Witterung, der

Nässe, der Rauchgase und ähnlicher schädlicher Einflüsse besonders ausgesetzt sind, unter allen Umständen eine Sicherheit gegen Entstehen von Zugrissen vorhanden sein muß, hat die Königliche Eisenbahndirektion in Berlin vorläufige Bestimmungen für das Entwerfen und die Ausführung von Ingenieurbauten in Eisenbeton erlassen, welche im *Zentralblatt der Bauverwaltung 1906, No. 52* veröffentlicht sind. Diese Bestimmungen sind von *Labes* ausgearbeitet und eingehend motiviert.

Die Eisenbetonquerschnitte sollen hiernach nicht nur den amtlichen Bestimmungen vom 16. April 1904 im allgemeinen genügen, sondern es sollen auch die nach besonderer Anleitung berechneten Zugspannungen im Beton so mäßig sein, daß das Eintreten wirklicher Risse ausgeschlossen ist.

Hierbei ist das Elastizitätsmaß des Eisens zu dem 10fachen von dem des Betons anzunehmen.

Die Untersuchung ist eine doppelte:

a) die Eiseneinlagen nehmen sämtliche Zugkräfte auf,
b) der Beton beteiligt sich voll an der Aufnahme der Zugkräfte.

Die zulässigen Spannungen für Eisen und Beton auf Zug und Druck werden nach dem Zweck und der Spannweite des Bauwerks verschieden angegeben.

Maßgebend für die Berücksichtigung der Zugspannungen waren die neueren Versuche über die Dehnungsfähigkeit des Betons, nach welchen diese geringer ausgefallen ist, als wie nach den früheren Versuchen zu erwarten war. Wir kommen hierauf noch einmal zurück. Die Zug- und Druckfestigkeit ist an besonderen Probekörpern nachzuweisen.

Die Zugfestigkeit ist aus Biegeversuchen nach vorgeschriebener Form und Formel zu ermitteln. Für Bauten aus Eisenbeton in geschlossenen Räumen sind die bisherigen Bestimmungen maßgebend.

In Anbetracht der Verantwortlichkeit für die Unternehmer derartiger, schweren Belastungen ausgesetzter Konstruktionen ist das Erscheinen dieser Bestimmungen nur zu begrüßen. Hoffentlich werden sie denselben Einfluß auf die Entwicklung des Eisenbetonbaues im Eisenbahnbau haben, wie die Bestimmungen von 1904 auf die Entwickelung des Eisenbetonbaues im Hochbau. In den Einzelheiten werden sich die erforderlichen Aenderungen bezüglich der anzunehmenden Spannungen schon ergeben. Es steht zu erwarten, daß nicht allein Unterführungen, Stützmauern usw. in Eisenbeton zahlreicher ausgeführt werden, sondern daß auch die Eisenbetonschwelle sich ihren Weg bahnen wird.

In der vorstehenden Zusammenstellung sind besonders diejenigen Arbeiten zusammengestellt, welche im Anschluß an die amtlichen Bestimmungen praktische Ziele der Querschnittsbemessung, der Untersuchung gegebener Querschnitte und der Ermittelung der äußeren Kräfte in den verschiedenen Eisenbeton-Bauteilen und Formen verfolgen. Im folgenden Teil sollen nun noch die Fortschritte in der Untersuchung der Eigenschaften des Eisenbetons, auf welchen seine statische Wirkung beruht, die Untersuchung der Spannungen auf experimenteller Grundlage, und die neueren Anschauungen über die Bruchursachen besprochen werden.

(Schluß folgt.)

Graphodynamische Untersuchung einer Heusinger-Joy-Steuerung.

Ein Beitrag zur Erkenntnis der Bewegungsverhältnisse der Steuerungsgetriebe.

Von Dipl.-Ing. **Eduard Dafinger**, München.

(Fortsetzung von S. 99 d. Bd.)

II. *Bestimmung der Beschleunigungen.*

Die Beschleunigung gibt die Aenderung der Geschwindigkeit an. Sie läßt sich geometrisch in zwei Richtungen zerlegen und zwar in eine Komponente in Richtung der Geschwindigkeit und in eine Komponente senkrecht dazu. Die erstere wird bezeichnet als Tangentialbeschleunigung und die letztere als Normalbeschleunigung. Die Tangentialbeschleunigung ist von der Aenderung der Geschwindigkeitsrichtung unabhängig; sie gibt nur die Aenderung der Geschwindigkeit ihrer Größe nach an. Die Normalbeschleunigung jedoch gibt die Aenderung der Geschwindigkeitsrichtung; wird also sowohl von der momentanen Geschwindigkeitsgröße, als auch von der Wegkrümmung des bewegten Punktes abhängen. Bezeichnet v die Geschwindigkeit eines Punktes und r den Krümmungshalbmesser der Bahn des Punktes, dann ist die Normalbeschleunigung

$$j_n = v^2 : r$$

Zur Durchführung der vorliegenden Aufgabe wurde konstante Kurbelzapfengeschwindigkeit angenommen, woraus folgt, daß die Tangentialbeschleunigung des Kurbelzapfens $j_t = 0$ wird. Die Normalbeschleunigung desselben berechnet sich aus obiger Formel zu

$$j_n = v^2 : r = (9{,}596)^2 : 0{,}285 = 323{,}1 \text{ m/Sek.}^2.$$

Da die Tangentialbeschleunigung j_t des Punktes $A = 0$ ist, muß die gefundene Normalbeschleunigung auch zugleich die resultierende Beschleunigung sein.

$$j_n = j = 323{,}1 \text{ m/Sek.}^2.$$

Die Tangentialbeschleunigung eines Punktes kann gleich und entgegengesetzt der Geschwindigkeit desselben gerichtet sein. Im ersteren Fall bedeutet sie ein Wachsen, und im letzteren ein Abnehmen der Geschwindigkeit. Die Normalbeschleunigung ist stets dem Krümmungsmittelpunkt der Bahn zu gerichtet. Die graphische Konstruktion derselben nach obiger Gleichung ist in der folgenden Figur angegeben.

Fig. 10. AB ist ein bewegtes System, das sich so bewegt, daß der Punkt B die momentane Geschwindigkeit B_v besitzt, und daß der Krümmungsmittelpunkt der

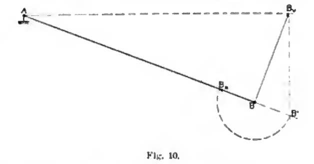


Fig. 10.

Bahn, die B augenblicklich beschreibt, der Punkt A ist. Es ist dann AB der Krümmungshalbmesser. Es soll die Normalbeschleunigung des Punktes B bestimmt werden. Man verbindet den Endpunkt von B_v mit A und errichtet in demselben ein Lot auf $B_v A$. Dieses Lot schneidet die Normalbeschleunigung von B auf der Verlängerung des

Krümmungshalbmessers ihrer Größe nach ab. Denn es ergibt sich aus der Aehnlichkeit der Dreiecke $A\,B\,B_v$ und $B\,B_v\,B'$ die Proportion:

$$A\,B : B\,B_v = B\,B_v : B\,B'$$
$$B\,B' = (B\,B_v)^2 : A\,B.$$

Da $B\,B_v$ die Geschwindigkeit und $A\,B$ der Krümmungshalbmesser ist, muß nach der Gleichung

$$j_n = v^2 : r$$

$B\,B'$ die Normalbeschleunigung sein. Diese ist stets dem Krümmungsmittelpunkt zu gerichtet, weshalb sie von B nach A hin aufgetragen werden muß, um sie in der Strecke $B\,B_n$ ihrer Größe und Richtung nach zu erhalten.

Wendet man diese Konstruktion auf die Bestimmung der Normalbeschleunigung des Kurbelzapfens A an, so wird diese — da A_v gleich dem Kurbelradius eingezeichnet wurde — ebenfalls gleich dem Kurbelradius. Damit ist der Maßstab für die graphisch als Strecken dargestellten Beschleunigungen festgelegt. Er wird derart, daß 1 mm der Zeichnung $= 323{,}1 : Q\,A$ m/Sek^2 ist, wobei $Q\,A$ die Länge des Kurbelradius aus der Zeichnung in mm ist.

Die Konstruktion der Beschleunigung eines zwangläufig bewegten Punktes soll zuerst in den folgenden Fig. 11—14 an allgemeinen Fällen erläutert, und die daraus abgeleiteten Regeln sollen auf die vorliegende Steuerung angewendet werden.

Fig. 11. Im Getriebe $A\,B\,C\,D\,E$ sind A und E feste Punkte, um die die Stangen $A\,B$ und $D\,E$ sich drehen. Gegeben sind die Beschleunigungen B_j und D_j der Punkte B und D, sowie die dadurch auch bestimmten Geschwindigkeiten B_v, D_v und C_v der Punkte B, D und C. Die Beschleunigung C_j des Punktes C soll gesucht werden.

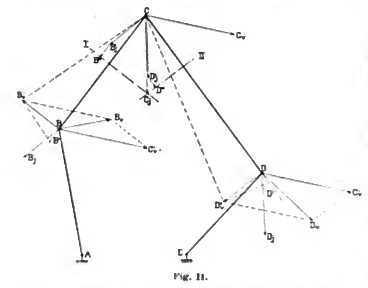


Fig. 11.

Nach *Burmester* ist zuerst die Relativgeschwindigkeit des Punktes C um B zu bestimmen. Im Interesse der Deutlichkeit der Figur ist es vorzuziehen, die Relativgeschwindigkeit des Punktes B um C zu suchen, da diese ihrer Größe nach gleich der von C um B sein muß. Man trägt C_v parallel an B als C'_v an und bestimmt eine auf $B\,C$ senkrecht stehende Geschwindigkeit B'_v so, daß diese und C'_v als Resultierende die Geschwindigkeit B_v ergeben. B'_v ist die Relativgeschwindigkeit von B um C und — ihrer Größe aber nicht dem Richtungssinn nach — die Relativgeschwindigkeit von C um B. Nach Fig. 10 wird die Normalbeschleunigung der Relativbewegung bestimmt. Diese ist der Größe nach $B\,B'$. Ihre Richtung muß von dem bewegten Punkte C nach dem Drehpunkt A hin sein. Man trägt die Beschleunigung B_j an dem Punkte C parallel an und fügt daran die Normalbeschleunigung der Relativbewegung des Punktes C um B. Durch den Endpunkt dieses Linienzuges $C\,B'_j\,B'''$ wird ein Lot auf $C\,B$ gefällt, das der erste geometrische Ort I für die gesuchte Beschleunigung des Punktes C sein muß. Wird dieselbe Konstruktion von D aus durchgeführt, so erhält man in dem Lote II auf $C\,D$ den zweiten geometrischen Ort für C_j. Die Verbindungslinie des Schnittpunktes von I und II mit dem Punkte C ist die gesuchte Beschleunigung des Punktes C der Größe und Richtung nach.

Fig. 12. In der vorigen Figur ist die Beschleunigung des Punktes C aufgesucht worden. Es soll untersucht werden, welche Veränderung diese Beschleunigung erleidet, wenn dem Punkte B eine zusätzliche Tangentialbeschleunigung B_t erteilt wird. An dem Punkte B wird die Tangentialbeschleunigung B_t sich mit der Beschleunigung B_j zur Resultierenden B'_j geometrisch addieren, und da die Beschleunigung von B an C parallel angetragen wird, muß B_t auch an dem Linienzug $C\,B_j'\,B'''$ noch der Grösse und Richtung nach angehängt werden.

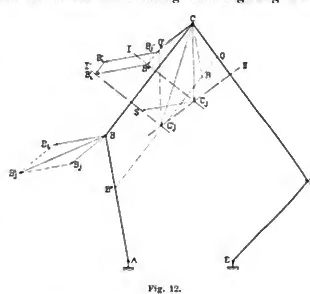


Fig. 12.

Der geometrische Ort I rückt nach I' und die Beschleunigung von C wird C'_j. Es werde nun B_t auf dem Polstrahl von B, auf $B\,A$ abgetragen und durch den Endpunkt B'' eine parallele Gerade zu $C\,B$ gezogen. Diese schneidet auf $C\,D$ die Strecke $C\,Q$ ab. Ferner sei noch $C\,R$ parallel $B\,A$ und $C_j\,S$ parallel $B'''\,B'_t$ gezogen.

Dann folgt aus der Kongruenz der Dreieke $C\,Q\,R$ und $C_j\,C'_j\,S$, dass $C\,Q = C_j\,C'_j$ ist. Aus diesem Ergebnis läßt sich folgende Konstruktion für die Beschleunigung C'_j ableiten. Die zusätzliche Tangentialbeschleunigung B_t wird auf dem Polstrahl abgetragen und durch den so erhaltenen Punkt B'' eine parallele Gerade zu $B\,C$ gezogen. Diese schneidet auf $C\,D$ die Strecke $C\,Q$ ab, die um 90° so verdreht wird, wie $B\,B''$ verdreht werden muß um nach B_t zu gelangen. $C\,Q'$ wird dann mit C_j zu der Beschleunigung C'_j als der Resultierenden geometrisch zusammengesetzt.

Fig. 12a. Die Geschwindigkeit C_v des Punktes C setzt sich aus zwei Komponenten zusammen und zwar aus $C_{v'}$ und $C_{v''}$. $C_{v'}$ ist die Geschwindigkeit von C unter der Annahme, daß D für einen Moment festgehalten wird und $C_{v''}$ ist die Geschwindigknit von C unter der Annahme, daß B für einen Moment in Ruhe ist. Durch das in Fig. 11 erläuterte Hinzufügen einer Tangentialbeschleunigung im Punkte B wird in C eine zusätzliche Beschleunigung hervorgerufen, die senkrecht $C\,D$ ist, also dieselbe Richtung hat wie die Geschwindigkeitskomponente $C_{v'}$. Auch die Bestimmung des Richtungssinns und die Konstruktion von B'_t ist die gleiche, wie die von $C_{v'}$.

Daraus ergibt sich die einfache Konstruktionsregel, daß die einer beim Punkte B in das Getriebe eingeleiteten Bewegung nachträglich erteilte Tangentialbeschleunigung am Punkte C eine zusätzliche Beschleunigung hervorrufen wird, die sich ihrer Größe und Richtung nach genau so bestimmen läßt, wie der Geschwindigkeitsanteil des Punktes C, der von der erwähnten eingeleiteten Bewegung herrührt; oder zusätzliche Tangentialbeschleunigungen können wie Geschwindigkeiten behandelt werden.[2]) Man ist somit berechtigt eine auf dem Polstrahl abgetragene Tangentialbeschleunigung gleichlautend wie bei der Geschwindigkeit mit dem Namen lotrechte Tangentialbeschleunigung zu bezeichnen.

Wenn in dem Getriebe $ABCDE$ aus Fig. 11 und 12 der Punkt D in Ruhe ist, so erhält man einen Spezial-

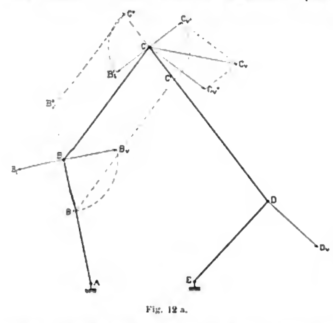


Fig. 12 a.

all, der in den nachfolgenden Fig. 13 und 14 noch eingehender erläutert werden soll, da er in der vorliegenden Steuerung sehr oft verkommt.

Fig. 13. $ABCD$ ist ein Kurbelviereck. Um die festen Punkte A und D drehen sich die Stangen AB und CD. Die Beschleunigung B_j des Punktes B und die dadurch auch bestimmten Geschwindigkeiten B_v und C_v der Punkte B und C sind gegeben. Es soll die Beschleunigung des Punktes C gesucht werden. Die Strecke B_v ist

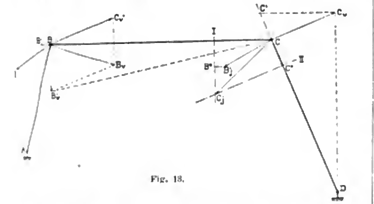


Fig. 13.

die Grösse der Relativgeschwindigkeit des Punktes C um B und nach Fig. 10 findet man BB' als die Normalbeschleunigung dieser Relativbewegung, die in C in der Richtung CB wirkt. B_j wird parallel an C angetragen und daran die Normalbeschleunigung der Relativdrehung des Punktes C um B gefügt. Durch den Endpunkt B''' dieses Linienzuges fällt man ein Lot auf BC, das der erste geometrische Ort für C_j ist. C_v ist die Geschwindigkeit des Punktes C um D. Nach Fig. 10 ist dann die Normalbeschleunigung CC''. Ein Lot in C'' auf CD ist der zweite geometrische Ort II für C_j. Die Verbindungslinie des Schnittpunktes von I und II mit C muß die gesuchte Beschleunigung C_j sein.

Fig. 14. Das Getriebe ist das gleiche wie in Fig. 13. Gegeben sind die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen von B und C. Es soll die Beschleunigung eines beliebigen Punktes F der Stange BC gesucht werden. Nach *Tolle* (Regelung der Kraftmaschinen S. 29) setzt sich die Beschleunigung des Punktes F aus zwei Komponenten zusammen, nämlich aus $F_{j'}$ und $F_{j''}$. $F_{j'}$ ist der Beschleunigungsanteil, den F von C her erhält. Er bestimmt sich aus der Gleichung:

$$F_{j'} = C_j \cdot \frac{BF}{BC}.$$

$F_{j'}$ ist parallel der Beschleunigung C_j. — $F_{j''}$ ist der Beschleunigungsanteil, den F vom Punkte B her erhält. $F_{j''}$ ist parallel B_j und bestimmt sich aus der Gleichung

$$F_{j''} = B_j \cdot \frac{CF}{BC}.$$

Werden diese beiden Komponenten geometrisch addiert, so geben sie die gesuchte Beschleunigung F_j.

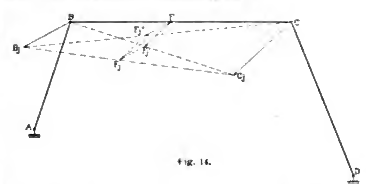


Fig. 14.

Verbindet man weiter die Endpunkte der Beschleunigungen B_j und C_j mit einander, so liegt auch der Endpunkt der Beschleunigung F_j auf dieser Verbindungslinie und zwar teilt er sie im gleichen Verhältnis, wie F die Strecke BC teilt. Daraus ergibt sich für die Aufsuchung von F_j die folgende Konstruktion. Man verbindet die Endpunkte von B_j und C_j mit einander und teilt diese Verbindungslinie in demselben Verhältnis in dem F die Strecke BC teilt. Die Verbindungslinie des Teilpunktes mit F ist die gesuchte Beschleunigung F_j ihrer Größe und Richtung nach.

In den weiteren Figuren folgt die Anwendung der vorstehenden Beschleunigungskonstruktionen auf die einzelnen Stangen und Gelenkpunkte der zur Untersuchung vorliegenden Steuerung. Und zwar wird in den Fig. 15 bis 19 der erste Teil des Steuergetriebes, umfassend die Stangen BC, CD, EF, FG und die Kulisse mit dem Kurbelmechanismus behandelt. Dieser Teil erhält nur eine Bewegung von der Kurbel her eingeleitet; während der zweite Teil, der aus den Stangen IK, IL, MN, NO und dem Hilfsgetriebe besteht, einen doppelten Antrieb erhält und in den Fig. 20—27 behandelt werden soll.

Fig. 15. Gegeben ist die Beschleunigung des Kurbelzapfens. Es soll die Beschleunigung des Kreuzkopfes R bestimmt werden. Zuerst ist die Relativgeschwindigkeit

[2]) Dieses Resultat läßt sich auch aus dem folgenden Lehrsatz in *Burmesters* Lehrbuch der Kinematik ableiten: „Die Endpunkte F_j, L_j, der Beschleunigungen zweier Punkte F, L eines konplan bewegten ebenen Systems sind entsprechende Punkte zweier affiner ebener Systeme, in denen die Punkte F, L, sowie die Endpunkte von F_v, L_v ihrer Geschwindigkeiten entsprechende Punkte sind und in denen der momentane Wendepol der Doppelpunkt ist".

des Kreuzkopfes um den Kurbelzapfen zu bestimmen. Dieses geschieht wie in den Fig. 11 und 13 und ist A_v die Relativgeschwindigkeit ihrer Größe nach. Nach Fig. 10 ist dann $A A'$ die Normalbeschleunigung der Relativbewegung ihrer Größe nach. Am Kreuzkopf R wird die Beschleunigung des Kurbelzapfens angetragen und daran ihrer Richtung nach die Normalbeschleunigung der Relativbewegung gefügt. Im Endpunkte A''' des so erhaltenen Linienzuges wird ein Lot zu $A R$ gefällt, das der erste geometrische Ort I für die gesuchte Beschleunigung ist.

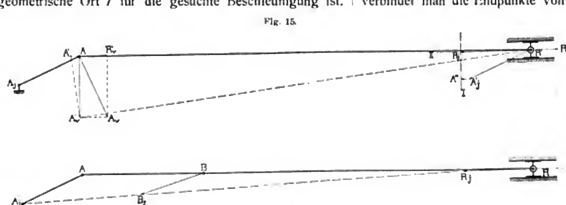


Fig. 15.

Fig. 16.

Der Punkt R wird auf der Gleitbahn gerade geführt. Dieses kommt einer Drehung um einen unendlich fernen Punkt gleich, für die die Normalbeschleunigung $= O$ ist. Der zweite geometrische Ort II muß also die Bahn von R selbst sein. Die Verbindungslinie des Schnittpunktes von I und II mit R ist die gesuchte Beschleunigung R_j.

Fig. 16. Gegeben sind die Beschleunigungen des Kurbelzapfens und des Kreuzkopfes. Es soll die Beschleunigung des auf der Triebstange liegenden Punktes B bestimmt werden. Nach Fig. 13 werden die Endpunkte der beiden gegebenen Beschleunigungen durch eine Gerade verbunden, und diese wird in demselben Verhältnis geteilt, in welchem der Punkt B die Strecke $A R$ teilt. Wird der Teilpunkt mit B verbunden, so ist diese Verbindungslinie die gesuchte Beschleunigung des Punktes B.

Fig. 17. Gegeben ist die Beschleunigung B_j des Punktes B, und gesucht soll die Beschleunigung C_j des Punktes C werden. Die Relativgeschwindigkeit des Punktes

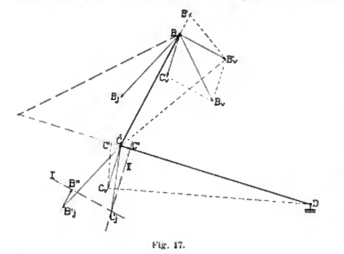


Fig. 17.

C um B wird bei B bestimmt und ist der Größe nach B'_v. Nach Fig. 10 wird dann die Normalbeschleunigung dieser Relativbewegung der Größe nach gleich $B B'$. Die Beschleunigung von B wird in C parallel angetragen und daran die Normalbeschleunigung der Relativbewegung gefügt. Dies gibt den Linienzug $C B'_j B'''$, durch dessen Endpunkt B''' ein Lot auf $B C$ gefällt wird, das der erste geometrische Ort I für C_j ist. Die Normalbeschleunigung der Drehung von C um D wird nach Fig. 10 bestimmt und ist sowohl ihrer Größe, als auch ihrer Richtung nach gleich $C C''$. Das Lot in C'' auf $C D$ ist der zweite geometrische Ort II für die gesuchte Beschleunigung des Punktes C. Somit muß C_j die Verbindungslinie des Schnittpunktes von I und II mit C sein.

Fig. 18. Gegeben sind die Beschleunigungen der Punkte B und C. Es soll die Beschleunigung des auf $B C$ liegenden Punktes E bestimmt werden. Nach Fig. 14 verbindet man die Endpunkte von B_j und C_j miteinander und teilt diese Verbindungslinie in dem gleichen Verhältnis, in welchem der Punkt E die Strecke $C B$ teilt. Die Verbindungslinie dieses Teilpunktes mit E ist die gesuchte Beschleunigung E_j des Punktes E.

Fig. 19. Gegeben ist die Beschleunigung des Punktes E, es soll die Beschleunigung des Punktes F gesucht werden. Die Relativgeschwindigkeit des Punktes F um E bestimmt sich wie früher, und sie ist ihrer Größe nach E'_v. Die Normalbeschleunigung der Relativbewegung wird nach Fig. 10 konstruiert, und sie ist ihrer Größe nach gleich $E E'$. Die Beschleunigung von E wird in F parallel angetragen und daran die Normalbeschleunigung der Relativbewegung gefügt. Durch den Endpunkt des so erhaltenen Linienzuges $F E'_j E'''$ wird ein Lot auf $E F$ gefällt, das der erste geometrische Ort I für F_j ist. F_v ist die Geschwindigkeit von F um G, und nach Fig. 10 wird die Normalbeschleunigung dieser Bewegung gleich $F F''$. Das Lot in F'' auf $F G$ ist der zweite geometrische Ort der gesuchten Beschleunigung von F. Somit muß F_j die Verbindungslinie des Schnittpunktes von I und II mit F sein.

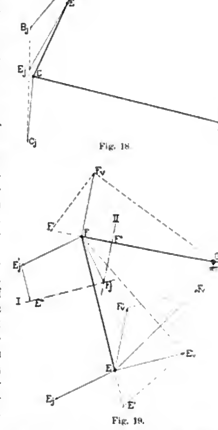


Fig. 18.

Fig. 19.

Zur Aufsuchung der Beschleunigungen in den übrigen Steuerungsteilen wird das in Fig. 7 erwähnte Hilfsgetriebe eingeschaltet. Man ersetzt die Kulisse durch das Gelenk $G T H$, wobei $F G T$ als starres System zu betrachten ist, das sich um G dreht.

(Fortsetzung folgt.)

Ergebnisse neuerer Dauerversuche an Metallen.

Von **E. Preuß.**

(Schluß von S. 121 d. Bd.)

5. *Der Vergleich der Versuchsergebnisse der verschiedenen Forscher* begegnet großen Schwierigkeiten. Zunächst ist die verwendete *Lastwechselzahl n* sehr verschieden und beeinflußt stark die Ergebnisse. Wie groß diese Beeinflussung sein kann, möge Tab. 8 zeigen, die die Ergebnisse von *Rogers* und *Stanton* für Material mit annähernd gleichem Kohlenstoffgehalt enthält. Die ausführliche Analyse ist bereits früher mitgeteilt.

Tab. 8.

Forscher	C v. H.	Gewöhnlicher Zugversuch σ_P kg/qmm	σ_S kg/qmm	σ_B kg/qmm	δ_B v. H.	Dauerversuch σ_A für $z = 10^6$	n
					l = 200 mm		
Stanton	0,17	33,7	34,7	45,0	22,8	42,2	800
	0,34	19,1	22,8	46,4	16,6	32,4	
	0,33	22,5	25,0	44,6	24,6	40,6	
					l = 100 mm		
Rogers	0,27	38,4	43,5	59,5	24,1	59,8	400
	0,14	25,4	31,6	33,2	27,3	50,4	
	0,32	26,3	27,4	46,2	—	50,4	

Ferner werden die Versuchsergebnisse sehr durch die *Materialzusammensetzung* beeinflußt. Wie groß der Einfluß des Siliziums, Mangans, Schwefels und Phosphors ist, ist noch nicht festgestellt. Kohlenstoff wirkt so, daß ein höherer Gehalt bei *niederen* Lastwechselzahlen die Arbeitsfestigkeit hebt. Das zeigen die Versuche von *Stanton* (Fig. 9). Bei *höheren* Lastwechselzahlen ist durch höheren Kohlenstoffgehalt keine höhere Arbeitsfestigkeit bedingt, wie durch die Versuche von *Smith* erwiesen zu sein scheint (Fig. 5).

Der Materialzustand ist wesentlich für die Arbeitsfestigkeit. Alle Forscher sind darin einig, daß *Glühen* die Arbeitsfestigkeit herabsetzt und auch schädlich ist bei Material, das bereits längere Zeit dem Dauerversuch unterworfen war. Der von *Rogers* dafür angegebene Grund ist bereits angeführt worden. Daher erscheint z. B. auch das häufig stattfindende Ausglühen von Ketten nach längerer Benutzung nicht ratsam, wenn man damit nicht gerade ein Glühen der bei der Benutzung hart gewalzten Berührungsstelle zwischen zwei Kettengliedern erreichen will.

Abschrecken hebt, wie allgemein gefunden ist, die Arbeitsfestigkeit.

Sehr wissenswert ist der *Zusammenhang zwischen der Arbeitsfestigkeit σ_A und der Streckgrenze σ_S*. In Fig. 10 hat *Robertson* gezeigt, daß die Arbeitsfestigkeit *M*

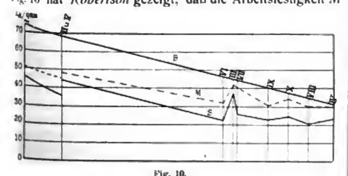
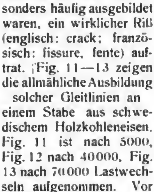


Fig. 10.



wahrscheinlich mehr von der Streckgrenze *S* als von der Bruchfestigkeit *B* abhängt. Bei den Versuchen von *Stanton* stand die bei der Dauerbeanspruchung auftretende Zugspannung des Stabes zur Druckspannung im Verhältnis 1,4 : 1. Die Summe beider Spannungen ist σ_A. Dieser Wert von σ_A ist bei allen von *Stanton* untersuchten Materialien größer als σ_S, was bei den meisten Versuchen von *Smith* nicht der Fall war. Nimmt man dagegen nur den Wert der bei der Dauerbeanspruchung aufgetretenen *Zug*spannung für sich allein, so war dieser Wert bei allen Materialien von *Stanton* und *Smith* kleiner als σ_S.

6. *Metallographische Untersuchungen.* Die ersten von Erfolg begleiteten metallographischen Untersuchungen an Materialien, die der Dauerbeanspruchung unterworfen waren, sind von *Ewing* und *Humfrey*[13]) gemacht und stammen aus dem Jahre 1903. Zwar waren schon bedeutend früher derartige metallographische Untersuchungen angestellt, doch konnten diese aus weiter unten zu erörternden Gründen zu keinem Ergebnis führen. *Ewing* und *Humfrey* polierten und ätzten die *Oberfläche* eines Probestabes, ehe er lang andauernden Wechselspannungen ausgesetzt wurde und untersuchten ihn dann nach bestimmten Zeiträumen. Es zeigten sich bereits nach einer geringen Anzahl von Spannungswechseln und ohne daß ein Bruch erfolgt war, auf der Oberfläche sogenannte „sliplines" oder Translationslinien (französisch: lignes de glissement)[14]). Bei fortgesetzter Beanspruchung vermehrten sich diese Linien immer weiter, bis schließlich an den Stellen, wo sie besonders häufig ausgebildet waren, ein wirklicher Riß (englisch: crack; französisch: fissure, fente) auftrat. (Fig. 11—13 zeigen die allmähliche Ausbildung solcher Gleitlinien an einem Stabe aus schwedischem Holzkohleneisen. Fig. 11 ist nach 5000, Fig. 12 nach 40000, Fig. 13 nach 70000 Lastwechseln aufgenommen. Vor der Aufnahme von Fig. 13 wurde jedoch aus den unten genannten Gründen die Oberfläche des Stabes nochmals geschliffen und geätzt, so daß die Gleitlinien verschwanden und nur die Risse sichtbar

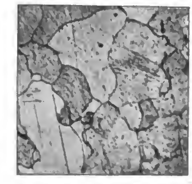


Fig. 11.

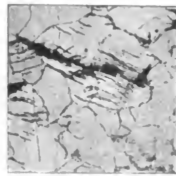


Fig. 12.

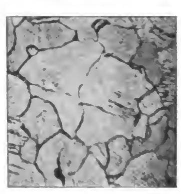


Fig. 13.

[13]) *Ewing* und *Humfrey*, The Fracture of Metals under Repeated Alternations of Streß. Philosophical Transactions of Royal Society of London. Bd. 200, S. 241.

[14]) Im nachfolgenden werde ich diese Linien entsprechend der englischen und französischen Benennung mit „Gleitlinien" bezeichnen.

blieben. Man erkennt deutlich, daß in Fig. 13 an denjenigen Stellen Risse vorhanden sind, wo in Fig. 12 Scharen von Gleitlinien sich finden.

Auf diese Gleitlinien, die auch beim Zugversuch mit *Ueberschreitung der Streckgrenze* auftreten, hatte schon einige Jahre vorher *Ewing* in Gemeinschaft mit *Rosenhain*[15]) aufmerksam gemacht, nachdem derartige Beobachtungen noch früher von *Mügge*[16]) an Mineralien und seit 1899 auch an Metallen gemacht worden waren.

Die Gleitlinien sind Linien, die an der Oberfläche sichtbar sind, wenn infolge äußerer Kräfte die Molekularpolyeder des einzelnen Kristalls sich gegeneinander verschieben. Bei dieser Verschiebung bleibt der innere Zusammenhang des Kristalls bestehen, es tritt also kein Riß auf. Die Gleitlinien verschwinden sofort, wenn die Oberfläche wieder poliert und geätzt wird. Hierin besteht das Unterscheidungsmerkmal zwischen den Gleitlinien und wirklichen Rissen. Letztere bleiben natürlich beim Nachpolieren und Nachätzen der Oberfläche stets sichtbar. Dies ist auch der Grund, weßhalb alle eingangs erwähnten Untersuchungen erfolglos bleiben mußten, die darin bestanden, einen Schnitt senkrecht zur Bruchfläche des Stabes zu legen und anzuschleifen.

Ewing und *Rosenhain* hatten geglaubt, daß die Gleitlinien die Spaltlinien der einzelnen Kristalle seien. Demgegenüber betonen *Osmond*, *Fremont* und *Cartand*[17], daß es sich hier nicht um Spaltebenen handeln kann, da die Gleitlinien nicht geradlinig verlaufen. Es sind vielmehr Verschiebungslinien, die sich infolge der ausgeübten Beanspruchungen gemäß der Molekularstruktur des einzelnen Kristalls ausbilden.

Die Gleitlinien treten beim einfachen Zugversuch nur bei Ueberschreiten der Streckgrenze auf. Im allgemeinen ist nun das Material, bei dem ein Bruch durch Dauerbeanspruchung erzielt wurde, nicht bis zur Streckgrenze beansprucht worden. Daher nehmen *Osmond*, *Fremont* und *Cartand* an, daß in solchen Fällen die Streckgrenze nur an einigen wenigen Stellen des Versuchsstabes überschritten worden ist. Daß örtlich die Spannung bis zu dreimal größer sein kann als an anderen Stellen des Probestabes, hat *Fremont*[18]) nachgewiesen. An derartig örtlich überanspruchten Stellen bilden sich dann die Gleitlinien zunächst aus und werden immer häufiger, bis sie schließlich zur Rißbildung führen. Durch die Vereinigung mehrerer Risse entsteht dann der Bruch.

Rogers hat als erster darauf hingewiesen, daß die Gleitlinien und Risse bei dauernd beanspruchtem Stahl und Eisen fast stets im Ferrit verlaufen. Diese Wahrnehmung hatten auch schon *Seaton* und *Jude* bei ihren Schlagversuchen gemacht. Gelegentlich geht der Riß auch durch den Perlit, was bei der viel größeren Härte des Perlits auffällig erscheint. *Rogers* sucht dies zu erklären, indem er darauf hinweist, daß der Ausdehnungskoeffizient des Perlits etwa 10 v. H. größer ist als der des Ferrits, wodurch im Ferrit von vornherein Druckspannungen und im Perlit Zugspannungen hervorgerufen werden.

Die Art der Gleitlinien ist nach den Versuchen von *Rogers* bei Material, das nicht über 750° erhitzt worden war, und solchem, das über 750° erhitzt war, verschieden. Bei ersterem treten zahlreiche kurze Gleitlinien auf, bei letzterem nur wenige und längere.

Die Metallographischen Versuchsergebnisse von *Stanton* decken sich im wesentlichen mit den Angaben von *Rogers*. *Stanton* hatte eine ebene Fläche an seinen runden Probestäben angefeilt, poliert und geätzt. Es zeigten sich ebenfalls Gleitlinien und es wurde beobachtet, daß häufig solche Stellen, an denen bereits eine Anzahl Gleitlinien vorhanden war, mit der Ausbildung weiterer Linien aufhörten und Neubildungen dann an anderen Stellen auftraten. Bis kurz vor dem Bruch war es unmöglich zu sagen, an welcher von solchen Stellen, an denen Gleitlinien vorhanden waren, der endgültige Bruch auftreten würde. Zur besseren Beobachtung dieser Erscheinung wurden später Probestäbe mit rechteckigem Querschnitt (Fig. 7 Form 5) angewandt, deren eine Seite ganz geschliffen und geätzt war.

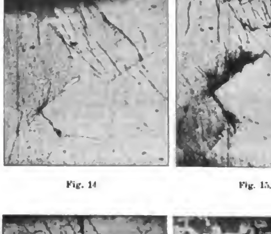


Fig. 14 Fig. 15.

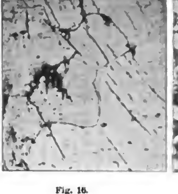


Fig. 16.

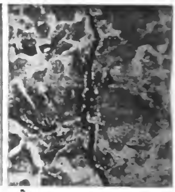


Fig. 17.

Fig. 14—16, die der Abhandlung von *Stanton* entnommen sind, zeigen die Ausbildung der Gleitlinien und Risse an einem Stabe aus schwedischem Holzkohleneisen. Zur Erzielung größerer Kristalle war das Eisen geglüht. Fig. 14 ist nach 25000, Fig. 15 nach 221000 und Fig. 16 nach 306000 Lastwechseln aufgenommen, und zwar nachdem vorher die Oberfläche nochmals geschliffen und geätzt worden war. Man erkennt deutlich, daß die Gleitlinien verschwunden und nur noch die Risse sichtbar sind. Fig. 17 zeigt einen durch den Ferrit gehenden Bruch, der ebenfalls von *Stanton* aufgenommen ist.

---

[15]) The Crystalline Structure of Metals. Philosophical Transactions of Royal Society of London. Bd. 193, S. 353.

[16]) Metallurgie, Zeitschrift für die gesamte Hüttenkunde 1906, S. 525.
Neues Jahrbuch für Mineralogie 1899, Bd. 11, S. 55.

[17]) Les modes de Déformation et de Rupture des Fers et Aciers doux. Revue de Métallurgie 1904, S. 36.

[18]) Mesure de la limite élastique des métaux. Bulletin de la Société d'Encouragement 1903, S. 863.
The elastic Limité of Metals. Nature 1904, S. 276.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Selenphotometer. Die Verwendung des Selens für Photometerzwecke krankt bisher an dem Uebelstande, daß das Selen sich erst nach längerer Zeit für eine bestimmte Beleuchtung auf einen bestimmten Widerstand einstellt. Das neue Instrument soll hierdurch nicht berührt werden. Es besteht aus einer Selenzelle, die abwechselnd von der zu prüfenden Lichtquelle und einer Normallichtquelle bestrahlt wird, indem sie durch schnelle Umdrehung abwechselnd in den Strahlungsbereich beider gebracht wird. Sind die Lichtquellen auf einer Photometerbank angebracht, so liegt vorteilhaft die Umdrehungsachse senkrecht zu der Achse der Bank und geht durch die Symmetrieebene zweier unter 45° geneigter Spiegel, die für je eine Hälfte jeder Umdrehung die Beleuchtung mit einer Lichtquelle bewirken. Die Selenzelle liegt mit einem Milliamperemeter im Stromkreise einer Batterie; zur Messung werden die Entfernungen der Lichtquellen von den Spiegeln solange geändert, bis an dem Milliamperemeter keine Ausschläge mehr auftreten. Als Vergleichslampe wird bei einer besonderen Ausführung des Instrumentes zum Arbeiten in erleuchteten Räumen eine Osmiumlampe verwendet, die sich durch gleichbleibende Lichtstärke und lange Lebensdauer auszeichnet. (Elektrotechnischer Anzeiger 1906, S. 1053—1054.) *Pr.*

Strobograph. (*Wagner.*) Mit diesem Namen bezeichnet der Verfasser einen Apparat zum Aufzeichnen der Ungleichförmigkeit umlaufender Wellen, bei dem stroboskopische Erscheinungen zu photographischen Aufzeichnungen benutzt werden. Er besteht aus einer auf der zu untersuchenden Welle aufgesetzten Trommel, in deren Umfang eine auf einer einfachen Schraubenlinie angeordnete Reihe von Löchern ausgespart ist. Durch diese Löcher gelangen von einer Lichtquelle innerhalb der Trommel Lichtstrahlen und nach ihrem Durchgang durch eine umlaufende mit Schlitzen versehene Scheibe in eine photographische Kamera. Wird die Umlaufszahl der durch einen Elektromotor mit Vorschaltwiderstand oder durch ein Laufwerk angetriebenen Schlitzscheibe so geregelt, daß ihre sekundliche Umlaufszahl multipliziert mit der Zahl der Schlitze gleich der Zahl der Löcher multipliziert mit der sekundlichen Umlaufszahl der zu untersuchenden Welle ist, so werden die Lichtpunkte um eine Mittellage entsprechend den Ungleichförmigkeiten pendeln. Zur Aufnahme wird ein besonderes Band auf der Trommel, welches eine der Lochzahl gleiche Anzahl weißer Marken besitzt, durch die hierfür teilweise verbreiterten Schlitze der Scheibe beobachtet und die Drehzahl der Schlitzscheibe so geregelt, daß die Mittellage des Lichtpunktes langsam wandert: alsdann werden auf der photographischen Platte übereinanderliegende Punktreihen erhalten, deren Abweichungen von der Geraden ein Maß der Ungleichförmigkeit ergeben.

An der Hand von Versuchen an einem 12 PS und an einem 25 PS Viertakt-Gasmotor werden die Handhabung der Apparate und die Auswertung der erhaltenen photographischen Aufnahmen erläutert. Ferner wird darauf hingewiesen, daß bei Anordnung der Löcher in der Trommel in einer Ebene senkrecht zur Trommelachse und gleichförmigen Bewegung der photographischen Platte oder eines Filmstreifens in Richtung parallel der Trommelachse eine ununterbrochene Punktreihe erhalten wird. Diese Verbesserung erspart die andernfalls nötige Aneinanderfügung der einzelnen Punktreihen. (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1906, S. 1981 bis 1987.) *Pr.*

Brückenbau.

Flache Massivbrücken. (*Leibbrand.*) Die Fortschritte auf dem Gebiete des Baues von massiven Brücken beruhen auf der Vervollkommnung der theoretischen Grundlagen und der dadurch möglichen hohen Beanspruchung der Baustoffe und Anwendung kleiner Pfeilverhältnisse, ferner auf der Vervollkommnung der Beton- und Mörtelbereitung und der Einlage von Gelenken, besonders bei flachen Brücken, so daß ihre Anwendung auch bei schlechtem Baugrund möglich ist, schließlich auf der mehrmaligen Benutzung der Lehrgerüste durch Teilung der Gewölbeausführung in der Richtung senkrecht zur Spannweite, auf der Ausführung durch bewährte Unternehmer und auf der guten architektonischen Ausbildung.

Infolge geeigneter Maßregeln bei sorgfältigster Ausführung wird die Rißbildung bei und nach dem Ausschalen beschränkt. Die Verwendung von Beton und die Verbesserung der Festigkeitsverhältnisse des Portlandzementes, die sichere Feststellung der Eigenschaften der zur Verwendung kommenden Materialien infolge Verfeinerung der Prüfungsverfahren bieten eine gute Grundlage für die Berechnung der Brückengewölbe nach der Elastizitätstheorie, welche an Stelle der graphischen Behandlungsweise (Drucklinie) tritt und auch die Wirkung der Verkehrslast und die Temperatureinflüsse berücksichtigt.

Immerhin haben die als eingespannte Bogen berechneten und konstruierten Brückengewölbe gewisse Nachteile, weil sie statisch unbestimmt sind. Die Verkürzungen infolge der erst nach langer Zeit vollständigen Zusammenpressung des Materiales, die Schwindung von Mörtel und Beton, der Einfluß der Temperatur, die Zusammenpressung des Baugrundes erzeugen in ihrer Summe Formänderungen, die der Monolität des Brückengewölbes gefährlich werden können. Diese Störungen werden durch Einlegen von Gelenken unschädlich gemacht, deren Anordnung bei kleinen Pfeilverhältnissen unbedingt zu empfehlen ist. Die Ausbildung der Gelenke im Scheitel und an den Kämpfern geschieht in Stein oder Eisen. Bei kleinen Bauten genügen Bleiplatten von 2 cm Stärke in der Breite von $1/3$ der Gewölbefuge. Bei mäßiger Spannweite sind Stein- oder Betongelenke aus an den Berührungsflächen hohl und erhaben gekrümmten Quadern empfehlenswert. Eine genaue Festlegung der Drucklinie tritt aber erst durch Anordnung eiserner Gelenke ein. In Munderkingen sind flußeiserne Stühle mit in den Berührungsflächen verschieden gekrümmten Stahlplatten verwendet. In Inzigkofen sind zuerst dauernd offengußeiserne Gelenkstühle mit Gußstahlbolzen (ähnlich wie be eisernen Brücken) benutzt.

Die Anordnung von 3 Gelenken macht das Brückengewölbe statisch bestimmt. Dieser Umstand und die Berücksichtigung der ungünstigsten Belastung (durch Einflußlinien) gestatten eine genauere Berechnung der tatsächlichen Spannungen und eine entsprechend höhere zulässige Beanspruchung. Bei der Ausführung sind eine Reihe durchgehender Querfugen offen zu lassen, so daß das Gewölbe sich während der Ausführung ohne innere Spannung an das Lehrgerüst anschmiegte eine künstliche Belastung des Lehrgerüstes fällt daher weg. Bis zum Schluß des Gewölbes bietet diese Ausführung eine große Sicherheit gegen Rißbildung. Bei der Verwendung von Gelenken ist diese Sicherheit auch nach Vollendung des Bauwerkes vorhanden, da die oben besprochenen Störungen wegfallen.

Besondere Sorgfalt ist auf die Gründung der Brücke zu legen. Da die Drucklinie aus dem Gewölbe die Fundamentsohle unter einem spitzen Winkel schneiden würde, wodurch die Gefahr des Abgleitens des Widerlagers an der Sohle hervorgerufen wird, so ist durch Uebermauerung und Ueberschüttung der Widerlager entgegen zu arbeiten. Außerdem ist ein Auftrieb von unten zu berücksichtigen. *Leibbrand* veranschaulicht an einer Tabelle den Fortschritt im Bau der massiven Brücken von 50 m Spannweite und mehr.

Derselbe unterscheidet:

1. *Aeltere Brücken* mit einem Pfeil $< 1/2$ der Spannweite (5 Beispiele, Bauzeit 1855 62.)

2. *Neuere Brücken:*
   a) *Hochbrücken* mit einem Pfeil $> 1/4$ der Spannweite. (5 Beispiele, Bauzeit 1883/93.)
   b) *Gedrückte Brücken* mit einem Pfeil $> 1/8$ und $< 1/4$ der Spannweite. (8 Beispiele, Bauzeit 1899/06.)
   c) *Flachbrücken* mit einem Pfeil $< 1/8$ der Spannweite (12 Beispiele, Bauzeit 1893/1906), hierunter 2 Konkurrenzentwürfe für Mannheim und Worms, die nicht zur Ausführung gelangt sind.

Bezüglich der Abmessungen seien folgende Beispiele zum Vergleich angeführt:

Die 1860/62 ausgeführte Cabin-John-Brücke bei Washington, N.-A., hat bei 67 m Spannweite und 17,5 m Pfeilhöhe eine Scheitelstärke von 2,1 m und eine Kämpferstärke von 6,1 m; Gelenke sind nicht vorhanden.

Der ebenfalls ohne Gelenke ausgeführte Syratalviadukt bei Plauen (erbaut 1903/04), hat bei einer Spannweite von 90 m und einer Pfeilhöhe von 6,5 m eine Scheitelstärke von 1,5 m und eine Kämpferstärke von 2 m. Die größte Pressung beträgt nach der Elastizitätstheorie 69 kg/qcm.

Die Prinzregentenbrücke über die Isar in München (erbaut 1900/01) ist mit 3 Gelenken ausgeführt und hat bei einer Spannweite von 62,4 m und einer Pfeilhöhe von 6,3 m eine Scheitelstärke von 1 m, eine Kämpferstärke von 1,2 m und eine Stärke in der Bruchfuge von 1,48 m. Die größte Pressung im Gewölbe beträgt 45 kg/qcm, in der Gelenkbasis 100 kg/qcm und in der Gelenkberührungsfläche 600 kg/qcm.

Der Vergleich der neueren und älteren Ausführungen zeigt einen gewaltigen Fortschritt.

Der Vorteil der massiven Brücken gegenüber den eisernen Brücken beruht nicht allein in der Ersparnis an Bau- und Unterhaltungskosten, sondern auch darin, daß die Steinbrücken mit heimischem Material und heimischen Arbeitskräften ausgeführt werden können. Ferner erfordert eine Vergrößerung der Verkehrslast nicht sobald eine Verstärkung wie bei eisernen Brücken. Auch bei geringen Konstruktionshöhen ist eine Steinbrücke ausführbar, da ein Eintauchen der Gewölbeschenkel in das Wasser unbedenklich ist.

Von hervorragender Bedeutung für den Massivbau ist ferner das künstlerische Moment.

Eine massive Brücke schmiegt sich der Landschaft besser an, als eine eiserne Brücke. Mit Verzicht auf besondere Pfeilertürme und Uferaufbauten, die als Gegengewicht gegen die unkörperlichen Gebilde der Eisenbrücken dienen, aber leicht zu Verkehrshindernissen werden können, beschränkt sich die architektonische Ausbildung der Steinbrücken auf nur plastische Aufbauten, auf eine Bearbeitung der Stirnflächen, auf die Geländer und den guten Anschluß der Brücken und der Widerlager an die Ufermauern, wie besonders die Ausführungen in München mustergültig zeigen, da die massiven Brücken an sich ohne Dekorationszugaben mächtig und wuchtig wirken. (Deutsche Bauzeitung 1906, 588—89, 595—99, 611—13, 639—640.) Dr. Ing. *Weiske.*

Eisenbahnwesen.

Eisenbahnwagen-Dampfheizung mit Warmwasserheizkörpern. (*Dupriez.*) Bei Lokalbahnen, auf denen gemischte, aus Güter- und Personenwagen bestehende Züge verkehren, bietet die Verwendung einer sparsam und sicher arbeitenden Personenwagenheizung besondere Schwierigkeiten, da Heizung mit Niederdruckdampf, der von der Lokomotive her beständig den Heizkörpern zugeleitet wird, wegen der Zusammensetzung gemischter Züge nicht anwendbar ist. Die *Lokalbahngesellschaft Hermes-Beaumont*, Departement Oise, Frankreich, hat daher für ihre sechs Linien eine Heizung mit Wärmeaufspeicherung eingeführt, die seit 1904 im Betriebe ist. Angewandt werden mit Wasser gefüllte Heizkörper, deren Inhalt durch eine mit hochgespanntem Dampf gespeiste Dampfschlange in wenigen Minuten erhitzt wird, um während der Fahrt die im Wasser aufgespeicherte Wärme allmählich an die Luft des Abteils abzugeben. Die Heizung besteht aus dem Dampfentnahmehahn mit 35 mm Durchgang am Armaturstutzen der Lokomotive, der unter dem Wagenkasten liegenden Hauptrohrleitung von 41 mm lichter Weite und 4 mm Wandstärke, die auf 30 at geprüft ist, den Heizkörpern und der Verbindungsleitung. Die Heizkörper sind längliche, niedrige Kasten mit 8 mm starken gußeisernen Wänden und starken Deckeln, die in der Querrichtung der Abteile zwischen den Sitzbänken in den Fußboden eingebettet sind. Die etwas gewölbte Oberseite ist gerillt und liegt frei, im übrigen sind sie in Asbestpappe eingebettet. Oben befindet sich eine durch Messingschraube verschlossene Füllöffnung. Im Innern des Heizkörpers liegt eine Kupferschlange, die an einem Ende mit der Hauptleitung verbunden ist, während das andere Ende durch eine Scheibe mit 2 mm Bohrung verschlossen ist (Diaphragma). Die Hauptleitung wird durch eine Heizkupplung der Verbindungsleitung mit dem nächsten Wagen oder auch unmittelbar mit der Lokomotive verbunden; der Kesseldampf von 8—10 at tritt in die Dampfschlange ein, erwärmt das in die Heizkörper eingefüllte Wasser auf etwa 90° C, und strömt kondensiert durch die Drosselbohrungen aus; die Heizung eines Zuges dauert nur etwa 2 bis 4 Minuten, je nach der Außentemperatur. Die Heizung eines Zuges von etwa 80 Reisenden kostet nur 5—6 Centimes. (Revue générale des chemins de fer 1906, Bd. II, S. 293 bis 305.) *S.*

Elektrisch geschweißte Schienenverbindungen. Die *Electric Railway Improvement Company in Cleveland* wendet zum Anbringen elektrischer Schienenverbindungen aus Kupfer die elektrische Schweißung an. Als Hilfsgerät dient ein auf einem einfachen Wagen gesetzter Gleichstrom-Wechselstromumformer (550 Gleichstrom, 350 Volt Wechselstrom) und ein 16 KW-Transformator, der bei einer Wechselspannung von 3 Volt etwa 2000 Amp. liefert. Der U-förmige Kupferbügel, der Messingkappen an den Enden erhält, wird unter Verwendung von Kohlekontakten bis zum Schmelzen des Messings erhitzt. Das Schweißen beider Enden eines Bügels erfolgt in zwei Minuten. Der Umformer kann mittels Kupplung und Kegelrädern eine Achse und somit den Wagen antreiben. (Street Railway Journal 1905, Bd. II, S. 1023.) *Pr.*

Elektrische Kraftwerke.

Die Erträgnisse von Elektrizitätswerken in größeren Städten und ihre Beeinflussung durch die Stromlieferung für eine Bahn. (*Dettmar.*) Es werden die Städte über 20 000 Einwohner in drei Gruppen geteilt und zwar in solche mit 20 000 bis 49 999 Einwohner, 50 000 bis 99 999 Einwohner und in solche über 100 000 Einwohner. Dabei wurden wiederum die sogenannten „Ueberland-Zentralen" bei der Betrachtung weggelassen, da die Angaben über die Einwohnerzahl des Versorgungsgebietes hierbei doch zu unsichere sind und außerdem das Anlagekapital von den örtlichen Verhältnissen zu stark beeinflußt wird. Da es nun nahe lag, daß die Lieferung von Bahnstrom sehr großen Einfluß auf die Höhe des Erträgnisses haben muß, wurden infolgedessen in jeder Gruppe die Werke, welche keinen Bahnstrom liefern und diejenigen, welche Bahnstrom liefern, getrennt aufgeführt. Es ergab sich nun bei der Zusammenstellung der Brutto-Erträgnisse von Werken in Städten mit mehr als 20 000 Einwohnern, welche keinen Strom an Bahnen liefern, das überraschende Ergebnis, daß der Mittelwert niedriger ist als das mittlere Brutto-Erträgnis von Werken in Städten zwischen 5000 bis 19 999 Einwohnern.

Ferner ergab sich, daß auch in Städten, deren Werke Strom an Bahnen liefern, das mittlere Brutto-Erträgnis in Städten zwischen 20 000 bis 99 999 Einwohner niedriger ist als dasjenige in Städten zwischen 5000 bis 19 999 Einwohnern ohne Bahnen, und daß nur in Großstädten der Mittelwert für das Brutto-Erträgnis sich etwas höher stellt als in den Städten zwischen 10 000 bis 19 999 Einwohnern. Unter den in der

vorliegenden Arbeit betrachteten 211 Werken sind 123 Werke mit einem Brutto-Erträgnis von 8 v. H. und darüber, ferner 42 Werke mit einem Brutto-Erträgnis von 12 v. H. und darüber. Von diesen befindet sich die Mehrzahl in kleinen Städten, und zwar sind die allerbesten Werke in Städten zwischen 4000 und 8000 Einwohnern. Vorstehende Arbeit zeigt, daß besonders in den mittleren Städten der Tarif für Bahnstrom vielfach zu niedrig angesetzt ist, so daß das mittlere Erträgnis der Werke mit Bahnen in Städten zwischen 20000 bis 49999 Einwohnern kleiner ist, wie dasjenige von Werken ohne Bahnstrom-Lieferung. (Elektrotechnische Zeitschrift 1906, Seite 1111.) *Br.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Elektrische Bahn Basel—Flühen. (*Herzog.*) Diese den Namen Birsigtalbahn führende Strecke von 12,3 km Länge wurde bisher mit Dampflokomotiven befahren und erst im Anfang dieses Jahres wurde der elektrische Betrieb durch die Baseler *Elektrizitätsgesellschaft Alioth* eingeführt. Die Gleise sind teils Haarmanschienen mit 100 kg f. d. lfd. m Gleis, teils Vignolesschienen mit 20—25 kg f. d. m. Die 6,5 m über Schienenoberkante aufgehängte Fahrleitung besteht aus zwei hartgezogenen 9 mm Kupferdrähten, die mit 750 Volt Gleichstrom aus einer Umformerstation in der Nähe der letzteren unmittelbar und deren entfernterer Teil über eine Speiseleitung von 45 qmm Querschnitt und eine Zusatzmaschine gespeist werden.

Die auf Drehgestellen mit 1,45 m Radstand laufenden Wagen sind über die Puffer gemessen 13,74 m lang, haben 12 Sitzplätze zweiter, 31 Sitzplätze dritter Klasse und 17 Stehplätze auf verglasten Plattformen. Ihre elektrische Ausrüstung besteht aus vier 50 PS-Motoren, die mit einem Zahnradvorgelege von der Uebersetzung 1:4,85 die 800 mm Laufräder antreiben, den zugehörigen Schaltapparaten und zwei Bügelstromabnehmern. (Deutsche Straßen- und Kleinbahn-Zeitung 1906, S. 859—862.) *Pr.*

Untergrundbahn. Die Great Northern, Piccadilly and Brompton Railway-Bahn, deren Betrieb Anfang Dezember 1906 eröffnet wurde, ist die längste (14,5 km) und wichtigste elektrische Untergrundbahn Londons. Die Strecke führt zum größten Teil durch zwei nebeneinanderliegende Eisenröhren bis auf etwa 1,5 km, die teils in einem offenen Einschnitte, teils in Straßenhöhe liegen. Die Tunnel haben in der geraden Strecke einen lichten Durchmesser von 3,58 m, in scharfen Kurven von 3,81 m und in den Haltestellen von 6,46 m. Die Herstellung des Tunnels erfolgte gleichzeitig von mehreren Punkten aus durch Vortreiben von Schilden.

Die Fahrschienen von etwa 41 kg/m sind in Längen von 13,6 m unter Verwendung von Schienenstühlen auf Holzschwellen aus schwerentflammbarem australischen Karri-Holz verlegt, die in ihrer Mitte einbetoniert und an den Enden mit Granitschotter unterstopft sind. Die zur Stromzuführung dienende „dritte und vierte Schiene" ruhen im Tunnel auf *Doulton*-Isolatoren. Der Betriebsstrom wird von dem Kraftwerk der *Underground Electric Railways Co.* in *Lot's-road, Chelsea* geliefert. Drei neuerbaute Unterstationen erhalten hochgespannten Drehstrom durch dreiadrige Bleikabel. Die Haltestellen können durch ihren verschiedenen Anstrich voneinander unterschieden werden. Die Beleuchtung des ganzen Tunnels erfolgt durch Glühlampen in etwa 13 m Abstand, die unabhängig von den Fahrschienen aus besonderen Transformatoren gespeist werden. Auch die Aufzüge, Ventilatoren (19 mit einer minutlichen Gesamtleistung von 590 cbm) und Beleuchtungsbogenlampen der Haltestellen werden gesondert gespeist. Zahlreiche Telephonapparate sind vorgesehen, ebenso wie Leitungen im Tunnel, an die der in jedem Zug befindliche Telephonapparat bei Unfällen angeschlossen werden kann. Zur Sicherung und Ueberwachung des Betriebes dient eine selbsttätige elektro-pneumatische Signalanlage von *Westinghouse* unter Verwendung isolierter Fahrschienen.

Die Wagen (72 Motor-, 144 Anhängewagen) sind vollständig aus Stahl hergestellt und von der *Ungarischen Wagenbaufabrik* in *Raab* und von der *Compagnie Blanc-Misseron* in Frankreich geliefert. Dem Innenraum ist das Aussehen von Holzwagen durch Bekleidungen von Asbestpappe mit Holzfournier gegeben. Die Wagen sind 45 m lang, 2,85 m hoch und 2,55 m breit. Sie fassen 46 oder 52 (Anhänger) Personen, ausschließlich der Stehplätze. Jeder Motorwagen ist mit zwei 200 PS-Motoren der *British Thomson Houston Co.* ausgerüstet, die mittels der *Sprague-Thomson Houston*-Vielfachsteuerung geregelt werden. Bemerkenswert ist, daß jeder Motor seinen Strom mittels eines besonderen Stromabnehmers den Stromschienen entnimmt. Der Führerschalter ist mit dem sog. „Handgriff des toten Mannes" ausgerüstet, so daß bei Unfällen des Führers der Schalter selbsttätig in die Ausschaltung geht. (Fortsetzung folgt.) (The Electrician 1906/1907, S. 281—284.) *Pr.*

Straßenbahngleis in Philadelphia. Zur Verbindung der Schienen an den Stößen dienen aus Blech gepreßte Laschen, die dem Kopf und dem Fuß der Schiene entsprechend oben und unten winkelförmig umgebogen sind. Zwischen Lasche und Schiene ist ein Zwischenraum vorgesehen, der mit Zink vergossen wird.

Die Verlegung geschieht folgendermaßen: Sobald die Schienen verlegt sind, werden die Enden und die Laschen durch ein fahrbares Sandstrahlgebläse gereinigt. Dann werden die Schienen ausgerichtet, die Laschen erst mit Hilfsbolzen und dann mit zwölf einzölligen Nieten befestigt. Hierauf werden an die bereits erwähnten Zwischenräume Gußformen angelegt und letztere mit Asbesttuch und Ton abgedichtet. Nach Erwärmen der Stoßstelle auf etwa 300—400° wird flüssiges Zink in die Formen gegossen. Neben der mechanischen Festigkeit bietet dieser Stoß den Vorteil der elektrischen Leitfähigkeit. (Engineering 1906, S. 657—658.) *Pr.*

Zangenbremsen. (*S. Abt.*) Geschichte der bei Seilbergbahnen (auch bei Zahnbahnen) verwendeten Zangenbremsen, deren älteste wohl die der „schiefen Ebene (67 v. H.) der Grube *Botallack* in Cornwall ist (vor 1860). Die ersten Personenseilbahnen Dom Pedro—San Paulo in Brasilien und Lyon-Croix-Rousse zeigen Zangenbremsen, welche an den Laufschienen angreifen; sie sind nur von Hand zu bedienen und treten bei Seilbruch selbsttätig in Wirkung. 1893 tritt die Zangenbremse Bucher-Durrer auf (Stanserhorn), um nun dauernd das Feld zu behaupten. Da ein Seilbruch eher beim bergwärtsfahrenden Wagen wegen der größeren Seilspannung auftritt, sind die Bedingungen des Anhaltens günstig. Der Bremsweg = Schließweg + Schleifweg beträgt etwa 1,5—2 m. Um den Schließweg zu verkürzen, wird häufig den Fallgewichten eine Beschleunigung durch Federn erteilt (Mendelbahn). Bei den Schienen für Bahnen mit Zangenbremsen finden wir seit 1889 (Stanserhorn) die Keilkopfschiene, um welche die Zangen greifen (gewalzt von *Phönix*-Laar). Von den *v. Roll*schen Eisenwerken wurde für die *Mendel*-Bahn eine verstärkte Schiene mit Laschenkehle zwischen Kopf und Steg gewalzt, welche eine solidere Stoßverlaschung bezweckt. Das Profil hat 34,1 qcm Fläche, 104,3 cm^3 Widerstandsmoment in senkrechter und 18,86 cm^3 in wagerechter Richtung. Der Seitenzug des Kopfes beträgt 3:10, das Gewicht 26,8 kg/m. Dieses Profil wird auch bei der im Bau befindlichen Seilbahn Linthal—Braunwald (63,4 v. H. Höchststeigung) verwendet. Die *Strub*sche Zahnstange mit konischem Kopf (Jungfraubahn 1896) hat sich als Bremsschiene nicht bewährt, indem sich die mit auswechselbarem Futter versehenen Zangenbacken, die nur mit dem gezahnten konischen Teil der Schiene in Berührung sind, in sehr kurzer Zeit abnutzten. Die Gewichte der Schienen schwanken von 20—43 kg/m, die Spurweiten von 580 (Monreale) bis 1895 mm (Leopoldsberg); die normale Schienenlänge beträgt 10 m. Die Schwellen sind bei neueren Anlagen (bis zu 33 v. H.) hölzerne oder eiserne ─── Querschwellen in Schotterbettung, bei größeren Steigungen ┌── Schwellen (etwa 120/80/10 mm) in Mauerwerk

gelagert. Die Konstruktionen der Zangenbremsen der Seilbahnen Dom Pedro-San Paulo, Lyon-Croix-Rousse, Lyon-Fourvierè, Leopoldsberg bei Wien werden an Hand von Abbildungen beschrieben.

Mit Eröffnung der Stanserhornbahn 1893 beginnt die neue Epoche, indem eine den Anforderungen der Zange entsprechende Schiene (mit konischem Kopf) angewendet wird. Das Anziehen der Zangen wird (anstatt durch Fallrollen) durch die Reibung der Laufräder (Zwischenkupplungen) bewirkt. Zwischen den Laufachsen sind zwei Paare einseitig angeordneter Bremszangen vorhanden. Das Einrücken der Kupplungen geschieht durch Gewichte, die in normalem Betrieb von einem mit dem gespannten Seil verbundenen Gestänge hoch gehalten werden. Jede Laufachse schließt ein Zangenpaar, ein drittes Paar wird von Hand bedient. Die Reibungskupplungen nach Domen-Leblanc bestehen aus vier Kniehebelbremsklötzen; die Kupplung hat bei Bremsproben schon versagt, da sie leicht verharzt. Das Lösen der Bremsen erfolgt durch Schraubenschlüssel. Weiterhin werden einige Zangenbremsen für Straßenbau- (Kabel-) Bahnen beschrieben. Von Zahnradbahnen besitzt (abgesehen von der Superga-Turin Seilbahn mit Zahnstange) nur die Jungfraubahn Zangenbremsen. Die ersten zwei Lokomotiven waren mit sogen. Sicherheitszangen ausgerüstet, die bergwärts liegend nur an dem gezähnten Teil der Zahnstange *Strub* angriff; diese Bremse bewährte sich nicht. Die neuen Maschinen haben nur feste, gegen Aufsteigen sichernde Zangen. Die Zangenbremse von *Ruprecht* besitzt außer den zwei Seitenbacken noch eine dritte Hilfsbacke, welche sich auf die Schienengleitfläche legt. Zum Schlusse heißt es, daß die bis heute ausgeführten Zangenbremsen wohl wirksam und zuverlässig sind, aber immer nur rohes Bremsen gestatten, so daß sie das sanfte Anhalten der Zahnradbremsen nie erreichen werden. (Schweizer. Bauzeitung 1906, S. 260—263 und 273—277.) *A. M.*

Bücherschau.

Die Betriebskontrolle der Spiritusfabrikation. Ein praktisches Handbuch für Brennereileiter, Brennereibesitzer, Finanzbeamte, Landwirtschaftliche und Technische Lehranstalten. Von Dr. *Julius Szilágyi*, Privatdozent des Königl. Josef-Polytechnikums in Budapest, beeideter Handelsgerichts- und Polizei-Chemiker. Mit einem Vorwort von Professor Dr. *Jean Effront*, Brüssel. Mit 43 Textabbildungen, 1 farbigen Tafel und 2 Brennerei-Bauplänen. Berlin, Max Brandt & Co., 1907. Preis geb. M. 10.

Die landwirtschaftlichen Großindustrien — die Zucker- und Spiritusfabrikation, sowie die Bierbrauerei — haben in den letzten Jahrzehnten, dank dem einmütigen Zusammenarbeiten hervorragender Vertreter der Wissenschaft, welche neben ihren wissenschaftlichen Forschungen auch die Verhältnisse und die Bedürfnisse der Praxis genau kannten, und besonders befähigten und weitsichtigen Praktikern ganz außerordentliche Fortschritte gemacht und zur Zeit einen Grad der Ausbildung und Vollendung erlangt, der — soweit menschliche Voraussicht reicht — kaum mehr wesentlich zu überbieten ist. Es müßte denn ein Fachmann kommen, der mit einer neuen, epochalen Idee oder Erfindung alles Bestehende über den Haufen wirft. Die Mehrzahl der Praktiker, so trefflich sie auch für die Verhältnisse ihres speziellen Betriebes geschult sein mag, ist aber nicht in der Lage, den Fortschritten der Wissenschaft und auch der Praxis so folgen zu können, daß sie daraus Vorteile zu ziehen imstande ist und namentlich die genaue Kenntnis der Betriebkontrolle ist es, die rein praktisch geschulten Fachmännern vielfach abgeht, zum Schaden ihres Betriebes und ihrer Arbeitsleistung. Der Betrieb einer jeden Industrie soll eingehend kontrolliert werden, da davon ihre Existenz und ihre gedeihliche Weiterentwicklung abhängig ist. Von den landwirtschaftlichen Großindustrien ist die Zuckerfabrikation bereits mit gutem Beispiel vorausgegangen, da hier auf dem Gebiete der Betriebskontrolle ausgezeichnete, auf internationalen Arbeiten fußende Veröffentlichungen vorliegen. Auf dem Gebiete der Spiritusfabrikation bestand noch eine Lücke, die Verfasser mit seinem vorliegenden Buche ausgefüllt hat. Er war dazu um so mehr berufen, als er durch seine langjährige wissenschaftliche und praktische Tätigkeit die Bedürfnisse der Spiritusfabrikation in einem Lande kennen gelernt hat, dessen Industrie in vieler Beziehung vorbildlich für die anderen Spiritus erzeugenden Länder geworden ist. Schon *Maerker* hat vor mehr als 20 Jahren die ungarische Spiritusindustrie als großartig und weit ausgedehnt entwickelt bezeichnet, von deren Wesen und Verhältnissen, wie er offen bekennt, er keine Ahnung gehabt hat.

Der Inhalt des Buches zerfällt in sechs Hauptabschnitte. Im 1. Abschnitt werden das zur Spiritusfabrikation nötige Wasser, die Heizmaterialien, Dampfkessel, Dampfmaschinen und Schmiermittel behandelt, der 2. Abschnitt beschäftigt sich mit den in der Spiritusfabrikation vorkommenden wichtigen organischen Verbindungen (Kohlehydrate, Eiweißstoffe, Enzyme und Gährungsprodukte), der 3. Abschnitt enthält die Rohmaterialien der Spiritusfabrikation (stärke- und zuckerhaltige Rohmaterialien), worauf sodann im 4. wichtigsten und daher naturgemäß längsten Abschnitt (209 Seiten, mehr als die Hälfte des Buches) die Betriebskontrolle der Spiritusfabrikation zur Behandlung kommt und hier, von den Hilfsinstrumenten ausgehend, der gesamte Betrieb bis zur Rektifaktion eine sachgemäße Erörterung erfährt, begleitet von zahlreichen Hinweisen und Beispielen aus der Praxis.

Da der Verfasser in dem Vorworte ersucht, ihn auf eventuelle Fehler aufmerksam zu machen, so lenke ich seine Aufmerksamkeit auf Seite 372 und 373, wo ich zufällig eine Stichprobe gemacht und neben Druckfehlern bei verschiedenen Zahlen auch gefunden habe, daß es in der Schlußrechnung nicht 2367.30 K sondern 2156.40 K heißen soll.

Der 5. Abschnitt erörtert den wirtschaftlichen Wert der Schlempe, dem Abfallprodukt der Spiritusfabrikation, und deren Verwendung als Viehfutter, und der 6. Abschnitt bringt schließlich Einrichtung, Plan und Kostenvoranschlag landwirtschaftlicher Brennereien und ein Verzeichnis der zur Kontrolle des Brennereibetriebes notwendigen Geräte und Materialien. Die beigegebene farbige Tafel gibt das mikroskopische Bild einer mit Jodlösung gefärbten Kunsthefe (750 fache Vergrößerung), sowie das Bild einer ebenso gefärbten vergorenen Maische in der gleichen Vergrößerung. Aus diesen Angaben ist der reiche Inhalt des Buches zu entnehmen, welches gewiß den Praktikern große und nützliche Dienste leisten wird. Die einleitenden Worte des berühmten belgischen Forschers Prof. Dr. *Jean Effront* sprechen schließlich am besten für den Wert und die Brauchbarkeit des Buches.

A. Stift (Wien).

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Mitteilungen aus dem mechanisch-technischen Laboratorium der K. Technischen Hochschule München. Gegründet von *J. Bauschinger*. Neue Folge. Herausgegeben von *Aug. Föppl*. Der ganzen Reihe neunundzwanzigstes Heft. Inhalt: 1. Die elastische Formänderung von Gußeisenstäben bei exzentrischer Zugbelastung. 2. Die Druckfestigkeit des Holzes in der Richtung quer zur Faser. 3. Erfahrungszahlen für die Festigkeit von Beton. 4. Ringförmige Lastzeiger. Mit 5 Abb. und 3 Steintafeln. München, 1904. Theodor Ackermann.

Neueste Erdbeben-Nachrichten. Herausgegeben von *A. Belar*. Beilage der Monatsschrift „Die Erdbebenwarte". Bodenbewegungen und die Stabilität der Bauten. Mit einer Tafel. No. 2. Laibach 1906/07. Ig. v. Kleinmayr & Fed. Bamberg.

Note sur la Bibliotheque Royale de Copenhague. Transport de Livres et d'autres Travaux Techniques. Conference faite aux membres de l'union technique. Par *M. Chr. Ramsing*, Ingenieur en Chef. Copenhague 1906. Siegfried Michaelsen.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 10. Berlin, 9. März 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Neuere Selbstgreifer für Krane und dergleichen.

Von Dipl.-Ing. **F. Wintermeyer.**

Selbstgreifer dienen bekanntlich zum Verladen von Massengütern (Kohle, Erz, Getreide usw.) oder zum Ausheben von Erde bei Baggerarbeiten. Sie werden fast ausschließlich in Verbindung mit Kranen und zwar in erster Linie Drehkranen angewandt, um zunächst auf das zu ergreifende Gut in offenem Zustande niedergelassen zu werden, worauf Schließen des Greifers und damit Füllen desselben erfolgt. Alsdann findet Heben des gefüllten Greifers und dann durch Drehen des Kranauslegers die Bewegung nach der Entladestelle und das Entleeren statt.

Man unterscheidet zwei Hauptgruppen von Selbstgreifern, nämlich Einketten- und Zweikettengreifer, je nachdem zum Heben und Senken bezw. zum Oeffnen und Schließen nur eine Kette (bezw. ein Seil) oder deren zwei Verwendung finden.

Die allgemeine Anordnung eines Zweikettengreifers, welcher als das wichtigste Greifersystem zuerst besprochen werden soll, zeigt Fig. 1 schematisch. a ist die zum Heben und Senken dienende Kette, an der das Greifergestell hängt, und b ist die Oeffnungs- oder Schließkette. Beide laufen auf besondere, hintereinander liegende Trommeln auf. Beim Heben und Senken des gefüllten oder leeren Greifers drehen sich beide Trommeln mit gleicher Winkelgeschwindigkeit, so daß sich beide Ketten (a und b) mit derselben Geschwindigkeit aufwickeln. Soll Schließen oder Oeffnen des Greifers stattfinden, so wird nur die Kette b bewegt.

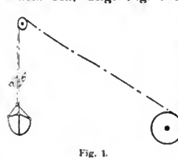
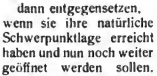


Fig. 1.

Eine sehr bekannte und vielfach ausgeführte Bauart eines Zweikettengreifers[1]) ist die der *Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger* (Fig. 2). Der Rahmen a des Greifers trägt das feste Querstück b und außerdem bei c die Drehzapfen für die Greiferhälften. Diese sind durch Zugstangen d mit beweglichem Querstück e verbunden. Zwischen dem festen und beweglichen Querstück ist ein Flaschenzug eingeschaltet, bestehend aus den Rollen f am festen und den Rollen g am beweglichen Querstück. Um die Rollen des Flaschenzuges ist die Oeffnungs- oder Schließkette m geschlungen, während die Hubkette n an dem Greiferrahmen a selbst befestigt ist. Natürlich könnte die Schließkette m auch unmittelbar an dem Querstück e angreifen, ohne einen Flaschenzug zu bilden. Es liegt jedoch auf der Hand, daß durch Anordnung eines Flaschenzuges die Schließkraft bedeutend vergrößert wird.

Bei dieser Bauart kann ein Uebelstand darin erblickt werden, daß die Schaufeln beim Nachlassen der Oeffnungskette nicht genügend öffnen und daher nicht völlig in das zu greifende Gut eindringen. Denn folgende Widerstände sind beim Oeffnen der Schaufeln zu überwinden: 1. der Widerstand der Kette m an der Trommel, 2. der Widerstand der Kette m im Flaschenzug und 3. der Widerstand, den die Schaufeln einem weiteren Oeffnen dann entgegensetzen, wenn sie ihre natürliche Schwerpunktlage erreicht haben und nun noch weiter geöffnet werden sollen.



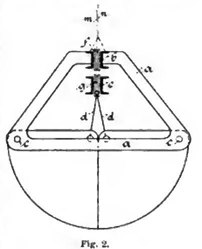


Fig. 2.

An Kräften zum Oeffnen der Schaufeln stehen im Anfang der Bewegung das Gewicht der Schaufeln und das Gewicht des beweglichen Querstückes e, am Ende der Bewegung dagegen nur das Gewicht des beweglichen Querstückes e zur Verfügung, da ja im letzten Teil der Oeffnungsbewegung das Gewicht der Schaufeln sogar als Widerstand wirkt. Um nun den Uebelstand des nicht genügenden Oeffnens der Schaufeln zu beseitigen, werden vielfach besondere Belastungsgewichte an dem beweglichen Querstück e angeordnet. Diese Gewichte müssen unter Umständen eine bedeutende Größe besitzen. Um mit kleineren Belastungsgewichten dieselbe Wirkung zu erzielen, verlängert *Carl Weidmann* in Eiserfeld (D. R. P. 139 790) die Zugstange d über ihren oberen Drehpunkt hinaus und bringt an den Endpunkten dieser Verlängerungen besondere Belastungsgewichte an. Es ist einleuchtend, daß diese Belastungsgewichte zur Erzielung derselben Wirkung bedeutend geringer ausfallen, als wenn die Belastungsgewichte am beweglichen Querstück e selbst angeordnet sind.

Bei dem Greifer nach Fig. 2 besteht der zwischen dem festen und beweglichen Querstück eingeschaltete Flaschenzug meistens aus zwei symmetrisch zur Schaufelmitte angeordneten Hälften, deren Kettenstränge mit der zum Oeffnen und Schließen dienenden Kette durch ein Herzstück verbunden sind. Beim Auflaufen dieses Herzstückes auf der zugehörigen Kettenrolle entstehen Stöße. Um dieselben zu vermeiden, verwendet die *Düsseldorfer Kranbau-Gesellschaft, Liebe-Harkort* in Oberkassel einen

[1]) s. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 282.

Flaschenzug mit nur einer Kette (D. R. P. 167116). Eine derartige Bauart ist in Fig. 3 dargestellt. Die um die Zapfen *q* drehbaren Greiferhälften *d* sind wiederum durch Zugstangen mit dem Querstück *b* verbunden, welches in dem Greiferrahmen *a* auf- und abbeweglich ist. An dem

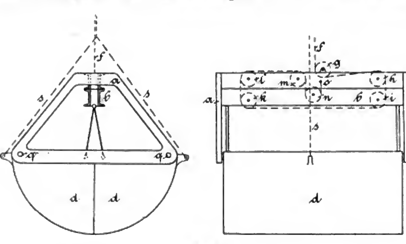


Fig. 3.

Greiferrahmen *a* sind die Rollen *g, h, m, l* gelagert, während die Rollen *k, n, i* ihre Lagerung in dem beweglichen Querstück *b* haben. Um diese Rollen ist die Kette *f* in der Weise geschlungen, daß der erste und zweite senkrechte Kettenstrang an den beiden Enden der Schaufeln liegen, während der dritte und vierte Kettenstrang rechts und links von Greifermitte in der gezeichneten Weise angeordnet sind. Die übrigen, etwa noch vorhandenen Kettenstränge verlaufen sinngemäß. Die Kette ist schließlich bei *o* an dem Schaufelrahmen befestigt. Das Schließen der Schaufeln geschieht durch Anziehen der Kette *f*, indem sich hierbei das Querstück *b* in dem Schaufelrahmen nach oben bewegt und so die Schaufelenden einander nähert. Zwecks Oeffnens der Schaufeln wird der Schaufelrahmen durch die Ketten *s* festgehalten und alsdann die Kette *f* nachgelassen, worauf sich die Schaufelenden durch ihr Eigengewicht von einander entfernen. Da bei dieser Anordnung des Flaschenzuges zwei aufeinander folgende Stränge des Flaschenzuges auf verschiedenen Seiten, von der Schaufelmitte aus gerechnet, liegen, so kann erreicht werden, daß die Resultierende aus sämtlichen Kettenzugkräften durch die Mitte des Greifers geht, wodurch Schiefstellen des Querstückes *b* vermieden wird, was zur Vermeidung von Betriebsströmungen notwendig ist.

Eine wichtige Neuerung im Greiferbau stellt Fig. 4 dar. Während früher die zwischen die Greiferhälften und das bewegliche Querstück eingeschalteten Zugstangen (*d* in Fig. 2) nur in der Oeffnungsstellung, aber nicht in der Schließstellung als Kniehebel wirkten, ist dies bei der Bauart nach Fig. 4 von *Bockermann* in Potsdam (D. R. P. 161997) gerade umgekehrt, indem die erwähnten Zugstangen beim Schließen des Greifers als Kniehebel wirken und so eine große Schließkraft erzeugen. Während bei der älteren Bauart (Fig. 2) die Schließkraft oft nicht hinreichte, um zwischen die Kanten der Greiferhälften geklemmte Stücke von hartem Arbeitsgut zu zertrümmern, und der Selbstgreifer die Hubbewegung infolgedessen in nicht völlig geschlossenem Zustande ausführen mußte, was natürlich mit einem Materialverlust verbunden war, kann dies bei der Bauart Fig. 4 nicht vorkommen. Hier ist infolge der Kniehebelwirkung die Schließkraft so groß, daß auch sehr harte zwischengeklemmte Materialstücke zertrümmert werden. Bei der dargestellten Ausführungsform sind in den Wangen *b* gekrümmte Hebel auf Bolzen *c* drehbar gelagert, die mit ihrem einen Ende *m* die Schaufelhälften tragen und mit ihrem anderen Ende *a* an Druckstangen *h* angelenkt sind. Mit diesen Druckstangen *h* sind Herzstücke *f* gelenkig verbunden, die einerseits in den mit den Wangen *b* verbundenen Führungsleisten *d* mittels Gleitsteine *g* in senkrechter Richtung geführt, andererseits untereinander durch ein Querhaupt verbunden sind. Die Lastkette greift bei *i* an dem Querhaupt an, während die Entleerungsketten, die sich zu einem einzigen Strang vereinigen, bei *k* mit den Schaufelwandungen verbunden sind.

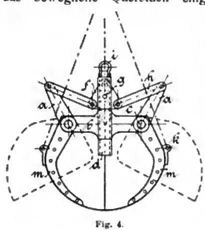


Fig. 4.

Beim Anziehen der Lastkette wirken die Druckstangen *h* kniehebelartig und pressen die Schaufelhälften mit großer Kraft in das Fördergut ein. Das Oeffnen des Greifers geschieht durch Nachlassen der Lastkette.

Auch die *Benrather Maschinenfabrik* verwendet bei ihren neueren Greiferkonstruktionen die eben erwähnte Kniehebelanordnung (s. Fig. 5). Hier sind die Stirnwände der Greiferhälften *a* nach oben hin verlängert und an diesen Verlängerungen greifen bei *b* die Druckstangen *d* an, die auf ihrer anderen Seite mit dem beweglichen Querstück *e* verbunden sind. *f* ist das in dem Greiferrahmen *c* feste Querstück. An ihm und an dem beweglichen Querstück *e* sind die Rollen *m* eines Flaschenzuges gelagert, um die das Entleerungsseil *h* geschlungen ist. Der Greiferrahmen selbst hängt an dem Hubseil *i*. Aus der gezeichneten geschlossenen Lage des Greifers ist ersichtlich, daß hier die Druckstangen *d* als Kniehebel wirken.

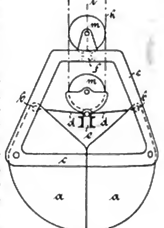


Fig. 5.

Eine andere Bauart der *Benrather Maschinenfabrik*, ebenfalls mit Kniehebelanordnung, ist in Fig. 6 dargestellt (D. R. P. 174762). Die Figur zeigt den Greifer in der Offen- und in der Schließstellung. Die Schaufeln *a* hängen an den winkelförmigen Hebeln *b* und an Stangen *s*, die die äußeren Schaufelkanten mit den Hebeln *b* verbinden. Diese sind dabei an der oberen Flaschenzugachse *f* aufgehängt. Die untere Flaschenzugachse *i* steht durch die Druckstangen *c* mit den Hebeln *b* in Verbindung. Bei geöffneten Schaufeln ist die Schließkraft annähernd gleich der Hubkraft und beim Schließen infolge der Kniehebelwirkung der Druckstangen *c* wächst sie, bis sie in der Schlußstellung ihren größten Wert erreicht. Auf der unteren Achse *i* befinden sich die Rollen *d*, auf der oberen Achse *f* die Rollen *e* des Flaschenzuges und das Querhaupt *g*, an dem die Seilenden angreifen. Dadurch wird erreicht, daß die Seilrollen sich nur beim Oeffnen und Schließen der Schaufeln drehen, während sie nach erfolgtem Schluß in Ruhe bleiben. Dies trägt zur Schonung der Seile bei und erhöht die Nutzleistung der Hebevorrichtung. Das Querhaupt bildet außerdem einen Ausgleich gegen das verschiedene Längen der bei-

den Seile. Die mit Schlitz versehene Stütze h begrenzt die Bewegung der unteren Flaschenzugachse i nach beiden Richtungen, sie verhindert also ein zu weites Oeffnen des Greifers und beim Schließen das Durchknicken des von den Druckstangen c gebildeten Kniehebels. Da die

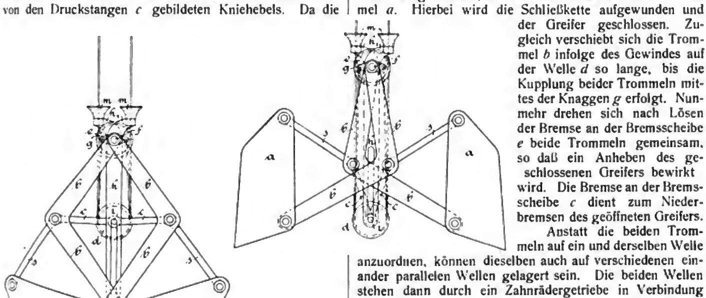


Fig. 6.

Stütze h parallel zum Flaschenzug angeordet ist, so kann sie mit Vorteil als Träger für die Hülsen m zur Führung des Seiles dienen. Die Hülsen m sitzen an Verlängerungen h_1 der Stützen h.

Eine wichtige Rolle für die Zweiketten-Greifer spielt die zum Aufwickeln der Schließ- und Hubkette dienende Windevorrichtung. Dieselbe muß, wie ohne weiteres aus der Wirkungsweise des Zweiketten-Greifers hervorgeht, so eingerichtet sein, daß zwecks Schließens des Greifers das Anziehen der Schließkette unabhängig von der Hubkette stattfinden kann und nach einer gewissen Umdrehung der Schließtrommel die Kupplung derselben mit der Hubtrommel erfolgt, so daß sich nunmehr beide Trommeln zwecks Hebens des geschlossenen Greifers gemeinsam drehen.

Von der *Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger* in Duisburg rührt eine der bekanntesten und vielfach ausgeführten Bauarten einer Windevorrichtung für einen Zweikettengreifer her (s. Fig. 7). a ist die Schließtrommel, auf die sich die zum Oeffnen und Schließen dienende Kette

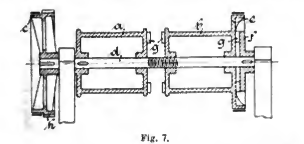


Fig. 7.

(bezw. Seil) aufwickelt, während b die Trommel für die Hubkette ist. Trommel a ist ebenso wie die Bremsscheibe c fest mit der gemeinschaftlichen Welle d verbunden, die mit der Bremsscheibe e fest verbundene Trommel b sitzt dagegen lose auf der Welle d. Die eine Nabe der Trommel b ist als Mutter ausgebildet, die auf einem entsprechenden Spindelteil der Welle d angeordnet ist. An den einander zugekehrten Stirnseiten der Trommeln und an der auf der Welle d festsitzenden Kuppelscheibe f sind zum Kuppeln dienende Knaggen g angeordnet. Nimmt man nun an, der Greifer ruhe in offenem Zustande auf dem zu ergreifenden Gut und wird nunmehr nach Anziehen der Bremse an der Bremsscheibe e die Welle d von dem Antriebsrad h aus in Umdrehung versetzt, so dreht sich zunächst nur die Trommel a. Hierbei wird die Schließkette aufgewunden und der Greifer geschlossen. Zugleich verschiebt sich die Trommel b infolge des Gewindes auf der Welle d so lange, bis die Kupplung beider Trommeln mittes der Knaggen g erfolgt. Nunmehr drehen sich nach Lösen der Bremse an der Bremsscheibe e beide Trommeln gemeinsam, so daß ein Anheben des geschlossenen Greifers bewirkt wird. Die Bremse an der Bremsscheibe c dient zum Niederbremsen des geöffneten Greifers.

Anstatt die beiden Trommeln auf ein und derselben Welle anzuordnen, können dieselben auch auf verschiedenen einander parallelen Wellen gelagert sein. Die beiden Wellen stehen dann durch ein Zahnrädergetriebe in Verbindung und eins von den Zahnrädern ist auf einer Spindel verschiebbar.

Eine vielfach ausgeführte Bauart der Firma *J. Pohlig* in Köln für eine Winde eines Zweikettengreifers zeigt Fig. 8. Hier ist auf der Welle d, die wiederum sowohl die Schließtrommel a als auch die Hubtrommel b trägt, ein als Zahnrad ausgebildetes Antriebsrad c lose gelagert, das einen zur Kupplung mit der Trommel a dienenden Reibungskegel e trägt. An der Trommel b ist eine Reibungsbremse angeordnet; beispielsweise führt das Bremsband f um einen Flansch der Trommel b und kann mittels eines Hebels oder dgl. angezogen oder gelöst werden. Die Feder g drückt die Trommel b gegen die Trommel a, so daß die Trommel b mit Reibung an der Trommel a anliegt. Durch irgend eine Vorrichtung kann das Antriebsrad c achsial verschoben und so mit seinem Reibungskegel zum Eingriff mit dem entsprechenden Hohlkegel an der Trommel a gebracht werden. Die Wirkungsweise der Vorrichtung ist folgende:

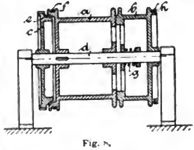


Fig. 8.

Ist die Bremse f gelöst und das Antriebsrad c mit der auf der Welle d festen Trommel a gekuppelt, so wird beim Drehen des Antriebsrades nicht nur die Trommel a gedreht, sondern auch die Trommel b durch Reibung mitgenommen. Es findet also ein gemeinsames Auf- und Abwinden von Hub- und Schließkette, also ein Heben und Senken des geschlossenen oder geöffneten Greifers statt. Durch Anziehen der Bremse f wird die Trommel b festgestellt und nunmehr kann unter Ueberwindung der Reibung zwischen den beiden Trommeln die Trommel a unabhängig von der Trommel b gedreht werden, womit Schließen oder Oeffnen des Greifers bei gleichbleibender Höhenlage verbunden ist. Die Bremse h dient wiederum für die Senkbewegung des geöffneten Greifers.

Bei der in Fig. 9 abgebildeten Winde von *Schroeder* in Tempelhof (D. R. P. 177 228) handelt es sich um eine neuere Weiterausbildung der *Pohlig*schen Bauart. Die Mitnahme der einen Trommel von der anderen, mit dem Antrieb verbundenen Trommel erfolgt ebenfalls durch Reibung, jedoch geschieht der Reibungsschluß zwischen der Nabe der Hubtrommel und der zugehörigen Welle, die

gleichzeitig die Entleerungstrommel (Schließtrommel) trägt. Eine derartige Nabenreibung genügt ohne Anwendung besonderer Mittel zur Erzielung des erforderlichen Reibungsschlusses, da der Durchmesser der Trommelwelle beliebig groß wählbar und außerdem die Hubtrommel durch Eigengewicht, Seilzug und Zahndruck genügend belastet ist. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sitzt auf der

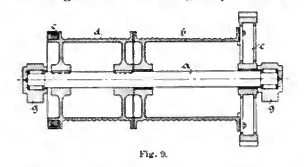


Fig. 9.

Trommelachse *a* lose die mit dem Antriebszahnrad *c* gekuppelte Hubtrommel *b*, während die daneben sitzende Trommel *d* für das Entleerungsseil fest mit der Achse verkeilt ist und die Bandbremse *e* trägt. Die Zapfen der Achse laufen in Kugel- oder Rollenlagern *g*.

Die Vorrichtung wirkt in folgender Weise. Beim Heben verursacht das Eigengewicht von Trommel und Zahnrad, der Seilzug und der Zahndruck des Zahnrades *c* Reibungsschluß zwischen Nabe, der Hubtrommel und der Achse, da die Reibung auf dem großen Achsendurchmesser naturgemäß viel größer ist als in dem Kugel- oder Rollenlager der Zapfen. Die Achse dreht sich also mit der Hubtrommel und bewirkt somit, daß die Entleerungstrommel sich gleichzeitig mit der Hubtrommel bewegt; das Entleerungsseil wird also genau so aufgewickelt wie das Hubseil. Soll der Greifer entleert werden, so wird mit Hilfe der Bremse *e* die Entleerungstrommel *d* festgehalten und die Hubtrommel *b* auf der Achse in der Senkrichtung gedreht. Das Absenken des an dem Entleerungsseil hängenden Greifers geschieht durch Lüften der Bremse *e*. Ist der Greifer auf das zu fördernde Material aufgesetzt und soll er geschlossen werden, so wird die Bremse *e* geöffnet und die Antriebsvorrichtung im Sinne des Hebels angelassen. Zunächst dreht sich alsdann nur die Hubtrommel *b*, da die Entleerungstrommel durch die Spannung des Entleerungsseiles am Drehen gehindert wird, und infolgedessen wickelt sich das Hubseil auf und schließt den Greifer. In dem Augenblick, in dem der Greifer geschlossen ist, hängt sein ganzes Gewicht am Hubseil, das Entleerungsseil ist mithin spannungslos. Infolgedessen überwiegt jetzt der Reibungsschluß zwischen Hubtrommel und Achse, so daß letztere und mit ihr die Entleerungstrommel an der Drehung der Hubtrommel teilnimmt. Die Größe des Reibungsschlusses zwischen der Achse *a* und der Trommel *b* läßt sich durch Abänderungen im Achsen- und Zapfendurchmesser der Achse *a* beliebig groß, ganz den jeweils vorliegenden Verhältnissen entsprechend erzielen.

(Schluß folgt.)

Neuere Hebezeuge.

Von **Georg v. Hanffstengel**, Dipl.-Ing., Stuttgart.

(Schluß von S. 691, 1906 Bd. 321.)

Schwimmender Dampfdrehkran von der Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, vorm. Beck & Henkel, Cassel. Fig 29 und 30[2]).

Der Kran ist für die *Mannheimer Dampfschleppschiff-fahrts-Gesellschaft* geliefert worden und dient zum Entladen von Schiffen, die ihres Tiefganges wegen nicht am Kai anlegen können, wie auch zur Umladung von Schiff zu Schiff. Er arbeitet mit einfachem Haken und Muldengefäß oder mit Selbstgreifer. Die Hauptdaten sind:

Tragfähigkeit	3500	kg
Ausladung	11	m
Rollenhöhe	8,5	„
Hubhöhe	12	„
Radstand	4200	mm
Spurweite	5800	„
Durchmesser des Laufrollenkranzes	3300	„
Stärke der doppelten Lastkette	14	„
„ des Entleerungsseiles	18	„
Durchmesser der Hubtrommeln	450	„
Hubvorgelege $t = 14\,\pi$, $z = 14/112$, $b = 90$.		
Kolbendurchmesser der Dampfmaschine	180	mm
Kolbenhub der Dampfmaschine	280	„
Dampfspannung = 8,5 at Ueberdruck.		
Wasserberührte Heizfläche	9	qm
Länge des Schiffskörpers etwa	53	m
Breite „ „ „	7,5	„
Fahrlänge des Kranes etwa	29	„

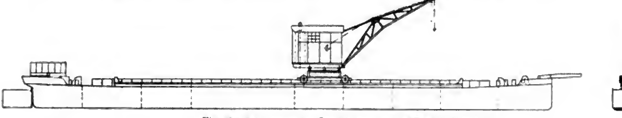




Fig. 29. Schwimmender Dampfdrehkran von Beck & Henkel.

Der Unterwagen des Kranes besteht aus I Eisen und Blechquerträgern, auf welche der aus einer normalen Eisenbahnschiene gebogene Laufring und der Zahnkranz aufgesetzt sind. Letzterer ist stärker und mit größerem Durchmesser ausgeführt als bei gewöhnlichen Drehkranen, weil der Ausleger beim Schwenken aus der Quer- in die Längsstellung infolge der Neigung des Schiffes eine Steigung zu überwinden hat, welche den Drehwiderstand nicht unwesentlich erhöht.

Der Fahrantrieb wird, wie üblich, von einer den Königszapfen durchdringenden senkrechten Welle abgeleitet und durch eine über die ganze Kranbreite durchlaufende Welle mit *Gall*scher Kette und je einem Stirnradvorgelege nach zwei Laufrädern hin übertragen. Auf der letzten Vor-

[2]) Die Figur zeigt den Kran während der Montage.

gelegewelle ist an jeder Kranseite eine Spilltrommel angebracht, die nach Ausrücken des Ritzels für sich allein betätigt werden kann und zum Verholen des Pontons oder anderer Fahrzeuge dient.

Der drehbare Teil des Kranes zeigt im wesentlichen normale Anordnung. Der Ausleger ist gelenkig an der Drehscheibe befestigt und kann mittels zweier Schraubenspindeln eingezogen werden.

Zur Dampferzeugung dient ein stehender Querrohrkessel mit geschweißter Feuerbüchse und eingeschweißten



Fig. 30. Schwimmender Dampfdrehkran von Beck & Henkel.

Galloway-Rohren. Auf bequeme Bedienung ist durch geeignete Anordnung des Kohlenbehälters, auf Betriebssicherheit durch Anbringung einer Handpumpe neben zwei Restarting-Injektoren Rücksicht genommen.

Die Zwillingsdampfmaschine ist senkrecht, die Wendegetriebewelle wagerecht gelegt. Von dem Wendegetriebe des Fahrwerks wird durch ein Stirnradvorgelege mit ausrückbarem Ritzel, sowie durch Kettentrieb und Kegelräder die Bewegung der Auslegerspindeln abgenommen. Während des Einziehens, das nur selten vorkommt, ist das Fahrwerk abzukuppeln. Das Drehwerk weist die gewöhnliche Anordnung auf.

Das Hubwerk ist sorgfältiger ausgeführt, als bei Dampfkranen sonst üblich. Das Ritzel wird nicht verschoben, sondern durch eine Reibkupplung eingerückt, und der Rücklauf der Winde durch eine auf der Trommelwelle angebrachte geräuschlose Sperradbandbremse verhindert. Ein Fußtritthebel lüftet die Bremse, wenn die Last sinken soll. Das Huborgan hat man mit Rücksicht auf den Greifer, in den ein doppelter Flaschenzug eingebaut ist, aus zwei Kettensträngen gebildet, die sich auf die mit Rechts- und Linksgewinde versehene Trommel symmetrisch aufwickeln. Eine Teilung der Kette ist also vermieden und dafür die konstruktive Unbequemlichkeit der großen Trommellänge (1565 mm bei 450 mm Durchmesser) in Kauf genommen worden. Zum Heben von Einzellasten werden die beiden Ketten durch ein gemeinsames Belastungsgewicht mit dem Haken verbunden, nachdem sie durch Herausnehmen je eines Kettengliedes vom Greifer gelöst sind. Für das Entleerseil des Greifers ist eine besondere Trommelwelle vorhanden, die in bekannter Weise durch ein Gewicht, das an einem Flaschenzug hängt, und eine Bandbremse betätigt wird.

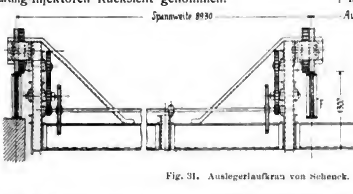
Auslegerlaufkrane von Carl Schenck, Darmstadt.
Fig. 31 und 32.

Viel Verbreitung haben in neuerer Zeit die sogenannten Laufdrehkrane gefunden, deren Zweck es ist, dem Krane das Bestreichen eines größeren Arbeitsfeldes zu ermöglichen. Diese Konstruktionen sind indessen recht kostspielig, und es wird sich daher aus Gründen der Wirtschaftlichkeit nicht selten empfehlen, den Laufbalken mit einem festen oder beweglichen, aber nicht drehbaren Ausleger zu versehen.

Fig. 31 zeigt einen Handlaufkran einfachster Konstruktion, dessen Längsträger so tief gelegt sind, daß sie unter dem Fahrbahnträger *F* in eine Seitenhalle überkragen können. Die Hauptdaten sind:

Spannweite	8930	mm
Tragkraft zwischen den Fahrbahnen . .	15	t
„ bei 2,5 m Ausladung . . .	12	„

Die beiden aus **I** Eisen gebildeten Längsträger sind an den obenliegenden Querträgern, welche die Laufräder umschließen, mit Hilfe von **[** Eisen aufgehängt und in der Längs- und Querrichtung sehr kräftig versteift. Auf dem inneren Unterflansch der Längsträger liegen Flacheisen als Fahrschienen für die Katze, deren Räder doppelten Spurkranz haben. Diese Ausführungsweise ist weit zweckmäßiger als die Benutzung des schrägen Flansches selbst



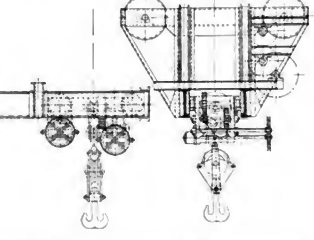


Fig. 31. Auslegerlaufkran von Schenck.

als Fahrbahn, weil sie Fahrwiderstand und Abnutzung vermindert.

Zum Verfahren des Kranes dienen zwei durch eine Längswelle verbundene Kettenscheiben, die mit Stirnradübersetzung auf die Laufräder wirken. Aehnlich ist das Katzenfahrwerk ausgeführt. Der Lasthaken hängt an drei Strängen einer kalibrierten Krankette, deren Kettennuß durch Schnecken- und Stirnradübersetzung angetrieben wird.

Dieser einfache Auslegerkran ist selbstverständlich nur brauchbar, wenn in dem Arbeitsfelde keine Säulen stehen. Andernfalls kann der Ausleger verschiebbar gemacht werden, wie bei dem ebenfalls von *Schenck* herrührenden, in Fig. 32 dargestellten Kran, dessen Hauptabmessungen sind:

Spannweite	8440 mm
Länge des Auslegerbalkens	8000 „
Größte Ausladung der Katze	2500 „
Tragfähigkeit	12,5 t

Ein Herunterziehen der Hauptträger ist vermieden worden, weshalb dieselben ungewöhnliche Höhe erhalten mußten, um den im unteren Teil sich bewegenden Auslegerbalken unter den Fahrbahnträgern hindurchtreten zu

Fig. 31. Kugellager zum Pendelkran von Bock & Henkel.

Fig. 32. Auslegerlaufkran von Schenck.

Fig. 33. Pendelkran von Bock & Henkel.

lassen. Der obere Teil konnte für eine sehr wirksame Querversteifung ausgenutzt werden. Der Ausleger hat vollwandige Blechlängsträger, die oben verbunden sind. Zwischen ihnen läuft die Katze. Außen sind I Eisen angebracht, welche sich mittels Flacheisenschienen auf die am Krangerüst gelagerten Rollen R_1 stützen. Ein Umkippen bei außenstehender Last wird durch die Rollen R_2 verhindert, die sich gegen die festen [Eisen B legen.

Zum Verfahren des ganzen Kranes dient ein Elektromotor von 9 PS. Der Ausleger wird durch eine Winde mit vierpferdigem Elektromotor verschoben, von deren Trommel T zwei Seile S nach jedem Auslegerende ablaufen. Die Katze hat Handantrieb, und zwar für das Fahren mit Stirnrad-, für das Heben mit Schneckenvorgelege.

Pendelkran der Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Beck & Henkel, Cassel. Fig. 33 und 34.

Der Zweck dieser eigenartigen Konstruktion ist, einen einfachen Kran für Montagehallen, Schmieden, Baugerüste und dergl. zu schaffen, der sehr leicht beweglich und bequem zu handhaben ist.

Wie Fig. 33 zeigt, wird ein schmaler Kranbalken angewandt, der an jedem Ende ein Laufrad trägt und um dessen Achse pendeln kann. Um übermäßiges Schwingen zu vermeiden, legt man den Schwerpunkt des Balkens, der je nach der Spannweite aus einem Gitterträger oder einem Walzeisen besteht, möglichst tief unter die Pendelachse. Die beiden Rollen werden durch eine Welle starr mit einander gekuppelt, so daß einseitiges Anfahren unmöglich ist. Die Bewegung wird durch Anwendung von Rollen- oder Kugellagern erleichtert. (Fig. 34).

Die Katze läuft bei Verwendung von Walzeisenlängsträgern auf den unteren Flanschen, bei fischbauchförmigen Gitterträgern (Fig. 33) dagegen oben und umgreift dann den Träger. In die Traverse, welche die beiden Wangen der Laufkatze unten verbindet, kann ein Flaschenzug oder in Schmieden auch eine Wellenwendevorrichtung eingehängt werden.

Laufkatze der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vormals J. Losenhausen. Fig. 35.

Die vorliegende eigentümliche Laufkatzenanordnung wird benutzt, wenn zwei Huborgane vorhanden sind, die sich an gewissen Punkten unabhängig von einander bewegen müssen, wie es beim Oeffnen und Schließen von Zangen, Selbstgreifern u. s. w. der Fall ist. Die in Fig. 35 wiedergegebene Ausführung gehört zu einem Blocktransportkran.

Der Motor arbeitet auf ein mit Bandbremse versehenes Schneckengetriebe mit Stirnradvorgelege, auf dessen Achse drei Trommeln sitzen. Die von den beiden äußeren Trommeln A ablaufenden eigentlichen Hubseile fassen an den Zangenschenkeln an und pressen sie gegen den Block, halten also die Zange geschlossen. Das Seil der mittleren Trommel B, die lose auf der Welle sitzt und durch eine Schleppkurbel mit federbelastetem Bremsring C mitgenommen wird, geht zum Drehpunkt der Zange. Es macht die Bewegung der Hubseile mit. Wird jedoch die auf der Trommel C angebrachte Bremse D angezogen, so bleibt die Trommel stehen, und die Zange wird, da ihr Drehpunkt festgehalten ist, bei weiterer Bewegung der Hubseile geöffnet, beziehungsweise geschlossen. Die Bremse wird vom Führerstande aus durch einen Elektromagneten gesteuert.

Die Schienenabladevorrichtung von Dahm.

Das Aufladen der Schienen auf die Eisenbahnwagen sowie das Abladen von ihnen erfolgt bis jetzt durchweg von Hand. Ist genügend Platz an der Verwendungsstelle vorhanden, so werden Schienen und Eisenschwellen entweder seitlich über schräg an die Wagen gestellte Schienen einzeln geschoben oder an der Stirnseite der Wagen herausgezogen; das erstere Verfahren ist nur an Böschungen möglich, dort aber vielfach nicht angängig, weil die Böschungsbankette für das Sieben des Kieses freigehalten werden müssen. Ein Abwerfen der Schienen vom Wagen darf keinesfalls erfolgen, weil dadurch Brüche und Verbiegungen eintreten, die vielfach sich gar nicht mehr ausmerzen lassen und daher einen beträchtlichen Verlust an wertvollem Material mit sich bringen. Die Schienen

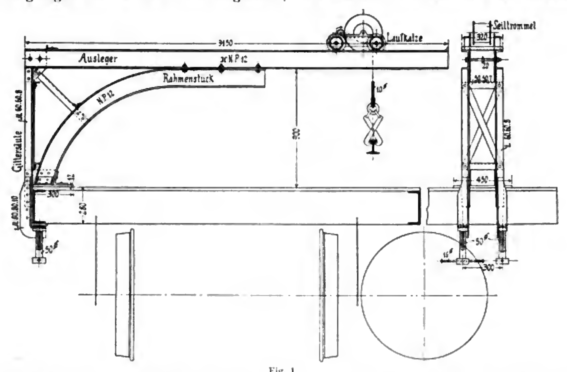


Fig. 1.

müssen daher in den meisten Fällen freihändig vom Wagen abgehoben werden. Hierzu sind bei Verwendung der meist üblichen 12 bis 15 m langen Schienen 14 bis 18 Arbeiter erforderlich. Diese Art des Abladens von Hand kann jedoch leicht zu Unfällen führen, weil durch ungleichmäßiges Anfassen und Festhalten der Schiene von allen Arbeitern oder durch Ausrutschen eines Arbeiters diese den Händen der Mannschaften entgleiten kann. Es können ferner Gefährdungen der Arbeiter wie der im Nachbargleise verkehrenden Züge eintreten, sobald die Arbeiter nicht rechtzeitig das Nachbargleis verlassen können oder eine etwa über diesem befindliche Schiene nicht vor Durchfahrt eines Zuges entfernt werden kann. Steigerung der Fahrgeschwindigkeit, Zunahme der Achslasten, Dichtigkeit der Zugfolge und Erhöhung der Arbeitslöhne für die Bahnunterhaltung bedingen vielfach die Einführung längerer und schwererer Schienen, die in möglichst kurzer Zeit bei Wahrung der vollen Betriebssicherheit und ohne Gefahr für die Arbeiter, schließlich ohne Schädigung des Schienenmaterials durch Bruch abzuladen und zu verteilen sind. Dieses Ziel sucht die Schienenabladevorrichtung von *Dahm* bei erheblicher Ersparnis an Arbeitskräften in einfacher Weise zu erreichen.

Die Schienenabladevorrichtung besteht in einer Gittersäule (Fig. 1), die an der feldseitigen Langseite des Eisenbahnwagens angeschraubt wird. Oben auf der Säule ist ein über die Breite des Wagens reichender Auslegerarm befestigt, auf welchem sich eine Laufkatze befindet. Gittersäule und Ausleger sind durch ein gebogenes Rahmenstück miteinander verbunden. An der Laufkatze ist ein Getriebe mit Sperrklinke, eine Seiltrommel und Kurbel angeordnet. Mit der an dem Drahtseil vorhandenen selbsttätigen Zange wird die Schiene auf dem Wagen gefaßt, durch eine Umdrehung der Kurbel hoch gehoben und durch Festlegung des Getriebes schwebend erhalten. Hierauf wird die Schiene mit der Laufkatze auf dem Ausleger bis zur Langseite des Wagens gefahren und nach Freimachen des Getriebes neben dem Wagen auf die Kiesbettung herabgelassen.

Die Abladevorrichtung ist einfach und sicher, dabei jedoch so leicht gebaut, daß sie von zwei Arbeitern bequem angebracht und bedient werden kann. Durch die verstellbaren Befestigungsklauen läßt sich die Abladevorrichtung an jedem Plateau- sowie Langholzwagen leicht und sicher anbringen. Die Länge des Auslegers reicht nicht über das vorgeschriebene Lademaß hinaus und kann daher der Wagen mit angebrachter Abladevorrichtung ungehindert zwischen Brückenpfeilern und durch Tunnels hindurchgefahren werden.

Das Abladen und Verteilen von 15 m langen Schienen auf freier Strecke, das jetzt bis 18 kräftige Arbeiter erfordert, wird bei Anwendung der Schienenabladevorrichtung, von denen zwei Stück an einem Wagen angebracht werden müssen, von sechs Arbeitern rasch und ohne jede Störung ausgeführt, außerdem fällt der Zeitaufwand einer großen Anzahl Arbeiter für oft ziemlich weite Wege zur und von der Entladestelle weg. Zweckmäßig finden die Abladevorrichtungen auch zum Abladen von Eisenschwellen, Weichenzungen, Schienenherzstücken, Radlenkern usw. insbesondere in Oberbau-Materialienmagazinen Verwendung.

Die Schienenabladevorrichtung von *Dahm* hat sich bisher im allgemeinen gut bewährt. Auf freier Strecke sind von sechs Arbeitern in 30 bis 35 Minuten 35 bis 42 Schienen entladen worden; von dieser Zeit wurden 7 bis 9 Minuten für das Anschrauben der Vorrichtung gebraucht. Es muß jedoch schon bei der Versendung der Schienen in den Hüttenwerken darauf Rücksicht genommen werden, daß die Schienenköpfe nach oben zu liegen kommen, damit nicht durch das Umdrehen der Schienen unnötig Zeit verloren geht. Die Vorrichtung ließ sich bequem bei Wagen mit vorstehender Plattform oder mit niedrigen Seitenträgern anwenden, jedoch nicht bei Wagen mit höheren Seitenträgern; dieser kleine Mangel ist aber leicht durch Vergrößerung der Lichtweite der Feststellbügel zu beseitigen. In einzelnen Fällen erwies sich die Verbindung von Gittersäule mit Ausleger als etwas zu schwach, so daß an dieser Stelle dauernde Formveränderungen auftraten. Wenn auch eine bauliche Verstärkung hier leicht zu erzielen ist, so ist es doch nicht erwünscht, das Gewicht der Abladevorrichtung hierdurch zu erhöhen. Es erscheint zweckmäßig, die immerhin gegen die Gittersäule langen Ausleger an ihren äußersten Enden durch bewegliche spreizenartige Stützen zu unterstützen, um ohne Aufwendung erheblicher Kosten einerseits die hohen Beanspruchungen der Ausleger zu verringern, anderseits aber einen erhöhten Sicherheitsgrad bei Abladung schwerer und langer Schienen zu erzielen.

Die Schienenabladevorrichtung von *Dahm* (D.R.G.M. No. 220 550) wird von der Firma *Wilh. zur Nieden* in Altenessen hergestellt.

Regierungsbaumeister *Jaehn*, Bromberg.

Fortschritte in der Theorie des Eisenbetons seit 1904.

Von Dr.-Ing. **P. Weiske**, Kassel.

(Schluß von S. 135 d. Bd.)

1. *Dehnungsfähigkeit.*

Die grundlegenden Versuche *Considères* hatten nach seiner Veröffentlichung (*Génie civil 1899*) Dehnungen des Eisens ohne Rißbildung ergeben, welche diejenigen des reinen Betons um das 10 bis 20 fache übertrafen.

Neuerdings sind diese Dehnungsversuche nachgeprüft. *Kleinlogel* veröffentlichte im Heft 1 der Forscherarbeiten sein Versuchsmaterial, welches durch Untersuchung wesentlich größerer Versuchstücke, als wie sie *Considère* verwendet hat, gewonnen war. Die Probekörper hatten verschieden hohe Armierung. Bei sämtlichen Probekörpern zeigte sich eine nicht wesentlich andere Dehnung des Eisenbetons bis zum Eintritt der Risse als bei reinen Betonkörpern.

Rudeloff hat ebenfalls zur Nachprüfung der *Considère*schen Versuche in dem Königlichen Materialprüfungsamt in Groß-Lichterfelde mit etwa fünf Jahre alten, an der Luft erhärteten Probekörpern verschiedener Armierung Dehnungsversuche angestellt, welche zeigen, daß die Bruchdehnung keinesfalls durch die Eiseneinlagen vergrößert wird. Diese Versuche, welche *in den Mitteilungen aus dem Königlichen Materialprüfungsamt 1904, Heft 1,* veröffentlicht sind, bestätigen also die *Considère*schen Beobachtungen auch nicht.

Erneut von *Considère* angestellte Versuche zeigten dagegen wieder eine größere Dehnungsfähigkeit, wenngleich nunmehr nur Dehnungen bis etwa zur Hälfte der von ihm zuerst angegebenen Werte von dem unter Wasser erhärteten Probekörper erreicht wurden, während der an der Luft erhärtete Probekörper noch weiter zurückblieb.

Bei Versuchen von *Wayß* und *Freytag* wurde etwa das dreifache der Dehnungsfähigkeit des reinen Betons

bei Eisenbetonträgern festgestellt. Die Körper wurden nach ihrer Anfertigung naß gehalten, aber dann in lufttrockenem Zustande geprüft. Aus diesen Versuchen scheint hervorzugehen, daß man durch Naßhalten und Aufbewahren unter Wasser die Dehnungsfähigkeit des Eisenbetons gegenüber reinen Betonkörpern steigern kann. Für die Beurteilung der Bruchursachen von Eisenbetonkörpern ist eine geringere Dehnungsfähigkeit des Betons im Eisenbetonkörper, als wie sie bisher angenommen wurde, nur von sekundärer Bedeutung.

2. Haftfestigkeit.

Zur Bestimmung der Haftfestigkeit des Eisens in der Betonhülle sind zahlreiche Versuche angestellt.

Versuche von *Mörsch* (siehe *Wayß-Freytag, Eisenbetonbau, S. 46 ff.*) zeigten eine Haftfestigkeit von 48,8 kg/qcm bei 10 v. H. Wasserzusatz, von 31,2 kg/qcm bei 12,5 v. H. Wasserzusatz und von 29,1 kg/qcm bei 15 v. H. Wasserzusatz als Mittel aus vier Versuchen. Die Betonmischung war 1 : 4, die Probekörper waren vier Wochen alt und 20 cm hoch. Bei besonderer Sicherung gegen Zerspringen des Betons durch eine Drahtspirale zeigten sich noch höhere Zahlen. Nach Ueberwindung der Haftfestigkeit blieb noch ein Gleitwiderstand von 24—32 kg/qcm. *v. Bach* hat ebenfalls Versuche angestellt (*Heft 22 der Forscherarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*), deren wichtigstes Ergebnis ist, daß die Adhäsion mit zunehmender Länge der einbetonierten Eisen abnimmt. Nach diesen Versuchen scheint sich die Haftfestigkeit um so mehr der Scherfestigkeit des Betons zu nähern, je kürzer die Eisen sind.

Zu erwähnen sind noch Versuche aus der Versuchsanstalt der Technischen Hochschule in Wien, die *Meyer* in der *Oesterreichischen Wochenschrift für öffentlichen Baudienst 1906, Heft 32,* veröffentlicht hat. Die Versuche sind Zugversuche mit 17,5 cm Meßlänge der einbetonierten Eisen, welche verschiedene Querschnittsformen haben. Diese Versuche zeigen ebenfalls, daß mit der Güte des Betons die Haftfestigkeit wächst, und daß die Eisenstäbe mit Walzhaut im Mittel eine 2,7 mal größere Haftfestigkeit zeigen als bearbeitete Stäbe. Die Haftfestigkeitswerte sind den von *Mörsch* gefundenen ähnlich. Außerdem zeigt sich aus den Versuchen der große Vorteil des haken- oder gabelförmigen Abbiegens der Enden.

Die hohen Haftfestigkeitszahlen, die *Mörsch* gefunden hat, erklärt *Martens* hauptsächlich dadurch, daß dieselben aus Druckversuchen gewonnen sind, und daß die Zeitdauer zu kurz gewesen sei. Die von *Martens* im Materialprüfungsamt in Groß-Lichterfelde gewonnenen Zahlen sind erheblich niedriger. *Martens* vertritt die Anschauung, daß die Haftfestigkeit durch die Scherfestigkeit der Betons begrenzt ist, und daß man dem Eisen eine derartige Form geben soll, daß man nicht mit der Haftfestigkeit des Bindemittels am Eisen, sondern mit der Ueberwindung der Schub- und Scherfestigkeit des umgebenden Bindemittels oder der Betonhülle zu rechnen hat. (*Beton und Eisen 1905, VI.*)

3. Schub- und Scherfestigkeit.

Die Schubfestigkeit von reinen und armierten Betonkörpern wurde von *Mörsch* (*Weiß und Freytag, Eisenbetonbau, S. 34 ff.*) mit Hilfe der *Martens* schen Druckpresse untersucht.

Dieselbe wächst mit dem Alter und der Güte der Mischung. Probekörper von zwei Jahren Alter im Mischungsverhältnis 1 : 3 ergaben eine Scherfestigkeit von 65,9 kg/qcm, solche von $1^1/_2$ Monat Alter im Mischungsverhältnis 1 : 4 zeigten eine Scherfestigkeit von 37,1 kg/qcm.

Prismen, mit Eiseneinlagen an der Ober- und Unterseite, zeigten die gleiche Scherfestigkeit; der Körper wurde jedoch erst vollständig zerstört, nachdem auch die Scherfestigkeit des Eisens ausgenutzt war.

Die Scher- und Schubfestigkeit hat *Zipkes* zum Gegenstand einer eingehenden Untersuchung gemacht in seiner Arbeit: *„Scher- und Schubfestigkeit des Eisenbetons“* (*„Beton und Eisen“ 1906, I—IV, Sonderdruck bei Ernst & Sohn*). *Zipkes* berichtet über Scherversuche der Firma *Luipold & Schneider* in der Materialprüfungsanstalt in Stuttgart, welche mit reinen und armierten Betonkörpern angestellt sind.

Die Last, welche die ersten Scherrisse hervorrief, mußte auf etwa das fünffache bis zum Bruch gesteigert werden. Die Scherfestigkeit betrug im Mittel 25,2 kg/qcm bei Probekörpern von 50 Tagen Alter in einer Mischung 1 : 3. Die höheren Zahlen von *Mörsch* erklärt *Zipkes* wie *Martens* dadurch, daß die Zeitdauer der Versuche zu kurz war.

Das Ergebnis der Versuche mit Eiseneinlagen ist, daß das Eintreten der Scherrisse erst bei einer Belastung stattfindet, welche der Scherfestigkeit reiner Betonkörper entspricht, während die Scherfestigkeit der armierten Betonkörper etwa auf das Doppelte anwächst. Hierbei war außer den üblichen Einlagen von geraden und aufgebogenen Stäben noch eine kreisrunde, spiralartige Armierung des Balkens vorhanden. Auch wurden Körper mit kreisförmigen Aussparungen innerhalb dieser Armierung untersucht. Die Festigkeitszahlen waren etwas niedriger.

Das Ergebnis der Versuche ist jedenfalls, daß die Eisenarmierung das Erscheinen der Scherrisse verschiebt und die erforderliche Bruchbelastung erhöht. Diese Steigerung der Festigkeit ist von der Art und dem Grad der Armierung abhängig. An diese Versuche schließt *Zipkes* Betrachtungen über die Berechnung der Schub- und schiefen Hauptspannungen an. Insbesondere fordert er, daß der Anteil des Eisens bei der Aufnahme der Schubspannungen auch rechnungsmäßig in den zu verwendenden Formeln zum Ausdruck kommt. Zur Begründung dieser Forderung führt *Zipkes* Beispiele aus der Praxis an, bei welchen die Schubspannungen mehr als das Doppelte der zugelassenen Beanspruchung von 4,5 kg/qcm betragen haben, ohne daß irgend welche Scherrisse entdeckt werden konnten.

4. Normalspannungen eines Eisenbetonträgers.

Die Spannungen im Beton nehmen nicht proportional mit den Dehnungen zu, sondern wachsen langsamer, wie durch viele Versuche besonders von *Bach* nachgewiesen ist. Man hat versucht, diese Formänderungen der elastisch veränderlichen Stoffe in eine mathematische Form zu kleiden. Die wichtigsten Gesetze hierfür sind das Potenzgesetz (*Bach-Schüle*) und das hygerbolische Gesetz (*Lang*). Die Verwertung dieser Gesetze zur Aufstellung der Gleichgewichtsbedingungen eines auf Biegung beanspruchten Eisenbetonträgers und zur Berechnung der Spannungen ist umständlich. Die Berechnungen sind für das Potenzgesetz durchgeführt von *Koenen* (*Grundzüge für die statische Berechnung der Beton- und Eisenbetonbauten, Ernst & Sohn*) und von *Mörsch* (*Wayß und Freytag, Eisenbetonbau, S. 78 ff.*) Hyperbolische Spannungsverteilung legt *Francke* zugrunde in seiner Arbeit: *„Abhängigkeit der inneren Längsspannungen eines Querschnittes von der angreifenden Längskraft mit besonderer Bezugnahme auf Zement und Beton* (*„Zeitschrift für Arch.- und Ing.-Wesen“ 1904, Heft 1, S. 39 ff.*)

Die Schwierigkeiten der Berechnung werden umgangen durch die graphische Methode.

Weiske (*Forscherarbeiten, Heft 11*) führt die mit dem jeweiligen Elastizitätsmodul multiplizierten Flächenstreifen als Kräfte ein, zu denen er mit Hilfe von Kraft- und

Seileck die I-Flächen konstruiert. Aus diesen läßt sich das Widerstandsmoment berechnen, sowie Formeln für die Trägerhöhe und den Eisenquerschnitt in der einfachen Form $h = a\sqrt{M}$ und $F_e = \mu\ bh$ mit der Annahme bestimmter Dehnungen auf der Zug- und Druckseite des Balkens ableiten.

Hotopp benutzt die zu bestimmten Spannungswerten aus direkten Versuchen gewonnenen Dehnungswerte, um eine Integralkurve der in der Momentengleichung vorkommenden Summenwerte zu zeichnen, mit Hilfe deren sich leicht zusammengehörige Spannungen und Dehnungen im Balken abgreifen lassen. Mit Hilfe des Polabstandes des zu den Dehnungsflächen gehörigen Seilecks und des Abstandes der zu den äußersten Dehnungen gehörigen Seilstrahlschnittpunkten auf der Nullachse läßt sich dann leicht eine sehr einfache Formel für Höhe und Eisenquerschnitt ableiten. (*Keck-Hotopp Elastizitätslehre, Helwings Verlag* und *„Zeitschrift für Arch.- und Ing.-Wesen" 1906, Heft IV.*)

Wegen der elastischen Veränderlichkeit des Betons ändert sich der Betrag der einzelnen, parallel zur Nullinie laufenden Schichten eines Querschnittes zu seinem Trägheitsmoment mit zunehmender Belastung. Die Randfasern entlasten sich auf Kosten der mittleren Schichten. Auch die Lage der Nullinie ist veränderlich, und zwar so, daß sie mit zunehmender Belastung der Druckkante näher rückt. Bei der graphischen Behandlung lassen sich diese Verhältnisse in einem Schaubilde verfolgen. Bei der rechnerischen Behandlung pflegt man verschiedene Phasen des Spannungszustandes zu unterscheiden. Man nimmt gewissermaßen eine sprungweise Aenderung des Spannungszustandes an und macht für jeden Zustand gewisse vereinfachende Annahmen, um die Formeln zu vereinfachen.

Diese Phasen sind folgende:

I. Bei niedriger Beanspruchung verhält sich der Eisenbetonträger nahezu wie ein reiner Betonbalken. Für die Spannungsberechnung wird der Elastizitätsmodul auf Zug und Druck gleich angenommen, der Eisenquerschnitt wird mit dem n fachen Wert eingeführt. Hierbei ist

$$n = \frac{Ee}{Ed} = \sim 10.$$

IIa. Die Zugspannungen des Betons sind so gewachsen, daß die Dehnungen nicht mehr proportional den Spannungen angenommen werden können. Man nimmt zur Vereinfachung an, daß letztere von der Nullinie an bis zu einem Höchstwert wachsen und von da ab bis zur Zugkante konstant bleiben. Die Druckspannungen können noch geradlinig wachsend angenommen werden.

Der Eisenquerschnitt wird mit seinem $n = \frac{Ee}{Ed}$ fachen Wert eingeführt.

IIb. Der durchschnittliche Elastizitätsmodul der Betonzugzone hat bei weiterer Steigerung der Belastung derartig abgenommen, daß der Beitrag der Zugzone zur Aufnahme der inneren Kräfte nur noch gering ist. Da auch das Entstehen von Zugrissen im Beton nicht ausgeschlossen ist, so wird die Betonzugzone ganz aus der Berechnung ausgeschaltet, und alle Zugspannungen werden dem Eisen zugewiesen. Die Betondruckspannungen werden noch geradlinig wachsend angenommen, wenngleich bereits ein Spannungsabfall für die stärker gedrückten Fasern vorhanden ist. Das Eisen wird mit dem $n = \frac{Ee}{Ed}$ fachen Wert in die Rechnung eingeführt.

Diesem Zustand entsprechen die Annahmen der amtlichen Bestimmungen. In denselben wird $n = 15$ angenommen.

III. *Bruchstadium.*

Der Verlauf der Druckspannungen bis zur Druckkante ist nicht mehr geradlinig wachsend, sondern stark konvex gekrümmt. Die Betonzugspannungen sind höchstens noch in der Nähe der Nullinie wirksam. Der Gleichgewichtszustand wird nur noch durch die Zugkraft des Eisens hergestellt. Der Bruch erfolgt durch das Zerquetschen des Betons oder durch das Zerreißen der Eiseneinlagen, wenn die Haftfestigkeit des Eisen am Beton oder die Schubfestigkeit des Betons nicht vorher überwunden sind.

Für diese Phasen sind von verschiedenen Forschern Berechnungsmethoden aufgestellt, unter verschiedener Annahme der zu wählenden Elastizitätsmodulen. Die wichtigsten Methoden stammen von *Melan, Koenen, Ritter, Emperger, Thullié, Barkhausen, Mörsch.*

Für die statischen Berechnungen im Hochbau hat man jetzt die Dimensionierung nach Phase IIb angenommen, bei welchen der Zustand vor dem Bruch zugrunde gelegt wird. (vergl. auch amtliche Bestimmungen vom 16. April 1904.)

Mörsch hat durch Versuche nachgewiesen, daß sich der Spannungszustand eines Trägers bei steigender Belastung diesen Annahmen immer mehr nähert. (*Wayß* und *Freytag*, Eisenbetonbau, S. 92 ff.) Nach *Mörsch* hat man eine mindestens $1\frac{1}{2}$ fache Sicherheit gegen das Auftreten der ersten Zugrisse, wenn man nach dieser Phase dimensioniert.

Für Ingenieurbauten, welche besonders der Witterung, den Rauchgasen usw. ausgesetzt sind, verlangt der oben erwähnte Erlaß der Kgl. Eisenbahndirektion Berlin, außer der Berechnung nach Phase IIb zum Nachweis des Maximums der Eisenspannungen, noch die Berechnung der wahrscheinlichen Betonzugspannungen.

Um ein annähernd richtiges Bild der Spannungsverteilung in dem zugelassenen Zustand zu bekommen, müßte die Berechnung nach Phase IIa geschehen, wie sie von *Barkhausen* durchgeführt ist in der „Zeitschrift für Architektur und Ingenieurwesen" 1901, Heft II in seinem Aufsatze: Die Verbundkörper aus Mörtel und Eisen im Bauwesen.

Für die Berechnung der Spannungen im Bruchzustand ist noch folgendes zu bemerken: Die Spannungen können wegen der Unsicherheit der Dicke der Druckzone und der Verteilungsweise der Druckspannungen über dieselbe nur annäherungsweise berechnet werden.

Auf die Stärke der Druckzone kann annähernd aus den Enden der Zugrisse geschlossen werden. Als Druckmittelpunkt ist dann die Mitte dieser so gemessenen Druckschicht anzunehmen. Der Abstand der resultierenden Druck- und Zugkräfte oder der Hebelarm des inneren Momentes h_1 ist dann die Entfernung des Druckmittelpunktes vom Schwerpunkt der Eiseneinlage. Aus dem äußeren Moment kann man dann durch Division mit h_1 die inneren Druck- und Zugkräfte ermitteln. Von der Annahme der Spannungsverteilung in der Druckzone hängt die Berechnung der Größe der Randdruckspannung ab. Es ist ersichtlich, daß eine geradlinige von Null an wachsende Spannungsverteilung die Bruchrandspannung zu groß liefert. *Emperger* nimmt neuerdings gleichmäßig verteilte Spannung im Bruchstadium an, indem er gewissermaßen den Druckquerschnitt

als Druckgurt und den Eisenquerschnitt als Zuggurt eines Fachwerks betrachtet. Hierdurch ergeben sich niedrigere Druckrandspannungen, als wie sie andere Forscher, z. B. *Thullie*, der zwei Geraden als Begrenzungslinien des Spannungsdiagrammes der Druckzone einführt, berechnen. Faßt man die nach *Emperger* berechnete Spannung als durchschnittliche Bruchspannung des Betons auf, so würde die lokale Bruchrandspannung k_d durch die Ungleichung beschränkt sein:

$$\frac{D}{f} < k_d < 2\,\frac{D}{f},$$

hierbei ist f der Bruchdruckquerschnitt und D die innere Druckgurtkraft.

$$D = \frac{M_{bruch}}{h_1}$$

Die durchschnittliche Zugbruchspannung ist ebenso

$$k_e = \frac{Z}{F_e} = \frac{M_{bruch}}{F_e \,.\, h_1}.$$

Die sämtlichen für die Berechnung der Normalspannungen aufgestellten Methoden beruhen auf der Annahme des Ebenbleibens der Querschnitte und berücksichtigen nicht die aus der Be- und Entlastung der Träger zurückbleibenden Dehnungen. Mit diesen Fragen beschäftigt sich die neueste Arbeit *Schüle*s sehr eingehend, welche das *Heft X der Mitteilungen der Materialprüfungsanstalt in Zürich bildet, unter dem Titel: „Resultate der Untersuchung von armiertem Beton auf reine Zugfestigkeit und auf Biegung unter Berücksichtigung der Vorgänge beim Entlasten"*. Im Anschluß an seine früheren Mitteilungen in „Beton und Eisen" 1903, Heft II, werden hier weitere Zug- und Biegungsversuche mitgeteilt und eingehend erörtert.

Im Rahmen dieses kurzen Referates ist es unmöglich, auch nur annähernd auszugsweise den Inhalt dieser wichtigen Schrift anzugeben.

Es sollen nur einige wichtige Schlußfolgerungen angegeben werden:

1. Aus den Zugversuchen geht hervor, daß die Sprödigkeit des Betons durch die Armierung vermindert und die Dehnungsfähigkeit bedeutend erhöht wird, wie dies von *Conidère* festgestellt ist:
2. Schon innerhalb der zulässigen Belastung läßt sich eine Abweichung von der Hypothese des Ebenbleibens der Querschnitte feststellen.
3. Die bleibenden Deformationen beim Entlasten haben auch nach Auftreten der ersten Risse im Zuggurtbeton eine Entlastung der Eisenstangen zur Folge, solange die Streckgrenze im Eisen nicht erreicht ist. Im Beton des Druckgurtes hingegen veranlassen diese bleibenden Deformationen eine Zunahme der Druckspannungen, welche bisher unberücksichtigt blieb.
4. Die üblichen Berechnungsverfahren der inneren Spannungen geben keinen auch nur annähernd richtigen Einblick in die wirklichen Verhältnisse des armierten Betons, eine Vereinfachung dieser Verfahren für die Berechnung der Abmessungen in der Balkenmitte ist daher begründet.

   Dieser Vereinfachung gegenüber sollten jedoch die Verhältnisse der Verankerung und die Größe der Scherbeanspruchung in jedem Falle sorgfältig untersucht werden.
5. Von größter Wichtigkeit für eine Konstruktion ist das genügende Erhärten des Beton. Die Frist zum Ausschalen sollte nach Tunlichkeit verlängert und Belastungen von Belang erst nach einigen Monaten aufgebracht werden.

5. *Bruchursachen.*

Die Bruchursachen eines Eisenbetonträgers lassen sich auf vier Ursachen zurückführen, die bei dem Bruche getrennt aber auch gemeinsam auftreten können.

Die zahlreich veröffentlichten Bruchbilder lassen die typischen Bruchrisse erkennen.

Die Bruchursachen sind folgende:

Bruchursache	Ort
1. Ueberschreiten der Druckfestigkeit des Betons	In der Nähe des gefährlichen Querschnittes.
2. Ueberschreiten der Zugfestigkeit des Eisens	
3. Ueberschreiten der Haftfestigkeit zwischen Beton und Eisen . . .	in der Nähe des Auflagers.
4. Ueberschreiten der Schubfestigkeit des Betons	

Diesen Brucherscheinungen geht das Entstehen von Zugrissen in der Mitte des Balkens oder zu beiden Seiten desselben voraus. Diese Risse können als den Balken direkt gefährdend nicht angesehen werden, sie sind nur insofern von Wichtigkeit, als sie die zur Aufnahme der Haftspannungen des Eisens erforderliche Länge des Trägers am Auflager begrenzen. Aus diesem Grunde ist eine ausreichende Zugfestigkeit der Betonträger unbedingt erforderlich.

Während man früher die Bruchursachen vornehmlich in der Ueberwindung der Normalspannungen suchte, hat man neuerdings sich der Untersuchung der unter 3. und 4. genannten Bruchursachen zugewendet und diese genauer studiert.

Eine eingehende Untersuchung der Rolle der Haftfestigkeit hat *Emperger in Heft III der Forscherarbeiten gegeben. (Die Rolle der Haftfestigkeit im Verbundbalken.)*

In dieser Abhandlung führt *Emperger* die Bruchursachen vieler Bruchversuche nicht auf die Ueberwindung der Normalspannungen, sondern auf die Ueberwindung der Haftfestigkeit zwischen Beton und Eisen zurück. Als Maß für die Größe der Haftfestigkeit ist der Ausdruck

$$k = \frac{V}{m \,.\, U}$$

anzusehen.

Hierbei ist V die größte Querkraft, m der Abstand von Druck- und Zugmittelpunkt und U der Umfang der gezogenen Eiseneinlagen.

Emperger leitet aus seinen Versuchen ab, daß der Haftfestigkeit des Eisens bis zum Bruch nie eine größere Zahl als im Durchschnitt $k = 16$ kg/qcm zugemutet werden darf, falls nicht durch besondere konstruktive Anordnungen, welche beschrieben werden, eine höhere Zahl zulässig erscheint.

Thullie untersuchte die von Emperger besprochenen Beispiele in seiner Arbeit: „Die Bruchursachen der betoneisernen geraden Träger, „Beton und Eisen" 1905, IX bis XII, und führt die Bruchursachen hauptsächlich auf Ueberwindung der Normalspannungen zurück.

Es sei auch noch hingewiesen auf die lehrreichen Beispiele von *Mörsch*, (*Wayß und Freytag, „Eisenbetonbau" S. 127 ff*), welche besonders die Wichtigkeit der am Auflager aufgebogenen Stangen zeigen.

Aus der Beschreibung der Bruchursachen kann gefolgert werden, daß für die Berechnung der auf Biegung beanspruchten Konstruktionsglieder zuerst die Abmessungen den Normalspannungen entsprechend festzusetzen sind. Sodann sind die Haft- und Schubspannungen am Auflager

zu ermitteln und eventl. durch konstruktive Mittel: Ab- und Aufbiegen der Stangenenden, Einlegung von Bügeln oder Spiralen, genügende Breite des Zuggurtes zu vermindern.

Die vorstehenden Ausführungen sollen in der Folge ergänzt werden durch periodische Mitteilungen über die Fortschritte in der Theorie und der Konstruktion des Eisenbetons.

Der Einfluß der verschiedenen Erscheinungsformen des Kohlenstoffs auf die Festigkeit von Gußeisen.

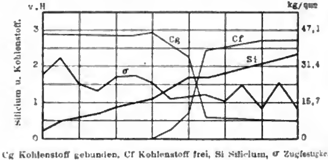
Gußeisen der gleichen chemischen Zusammensetzung und insbesondere auch mit dem gleichen Gehalt an Graphit und chemisch gebundenem Kohlenstoff, das in der gleichen Weise hergestellt ist, zeigt bei der Prüfung auf Festigkeit häufig sehr stark von einander abweichende Werte. *Hatfield* untersuchte, inwieweit diese Unterschiede durch die verschiedenen Formen, in denen der Kohlenstoff im Gußeisen auftritt, bedingt sind und welchen Einfluß der Siliziumgehalt sowie die Gießwärme hierbei haben. Dem Bericht[1]) über seine Ergebnisse sei folgendes entnommen.

1. *Erscheinungsformen des Kohlenstoffes im Gußeisen.* Kohlenstoff kommt im Gußeisen frei oder chemisch gebunden vor und zwar ist der freie Kohlenstoff entweder Graphit oder Temperkohle, während der gebundene Kohlenstoff als Eisenkarbid $Fe_3 C$, auch Cementit genannt, oder als eutektisches Gemenge von Eisenkarbid und Ferrit, Perlit genannt, auftritt. Enthält das Gußeisen fast ausschließlich gebundenen Kohlenstoff, so zeigt das Gefüge ein Netzwerk von Cementit, dessen Maschen mit Perlit ausgefüllt sind. Befindet sich der Kohlenstoff im Gußeisen dagegen in freiem Zustande, so besteht das Gefüge aus Ferrit, der nach allen Richtungen mit Graphitblättern durchsetzt ist und gelegentlich Einschlüsse von Perlit zeigt. Ist der Kohlenstoff teils gebunden, teils frei, so bilden sich durcheinander gelagerte Inselchen von Cementit, Perlit, Ferrit und Graphit. Tab. 1 zeigt, inwieweit sich beim Gußeisen mit 2,5 v. H. Silizium durch Wärmebehandlung eine Umwandlung des gebundenen in freien Kohlenstoff und der Gefügebestandteile erreichen läßt.

Tabelle 1.

Zustand	freier C v. H.	gebunden. C v. H.	Gefügebestandteile
Gegossen . .	2,4	0,8	Perlit mit eingebetteten Cementitkrystallen.
Geglüht . . .	3,24	0,05	Ferritkrystalle mit Graphit u. Temperkohle untermischt
5 Std. bei 1000° geglüht und abgeschreckt . .	1,65	1,60	Austenitartiges Gefüge bei sehr großer Härte
Angelassen auf 500°	1,65	1,60	Perlit und Cementiteinschlüsse

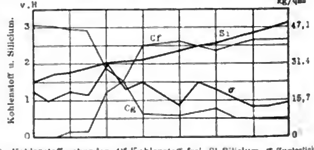
2. *Einfluß des Siliziums auf die Festigkeit von Gußeisen.* Unter Berücksichtigung früherer ähnlicher Versuche von *Turner* hat *Hatfield* Gußeisenproben mit verschiedenem Siliziumgehalt untersucht. Um den Einfluß des Mangans, Phosphors und Schwefels auszuschalten wurde der Gehalt an diesen Bestandteilen so gering als möglich gewählt. Er überschritt bei Mangan nicht 0,2 v. H., bei Phosphor und Schwefel nicht 0,05 v. H. Fig. 1 zeigt die erhaltenen Ergebnisse. Man erkennt, daß bis zu 1,7 v. H. Siliziumgehalt der Kohlenstoff nahezu vollständig gebunden ist, während darüber hinaus der größte Teil als Graphit erscheint und nur noch ein kleiner Bruchteil gebunden bleibt. Diese Umwandlung des Kohlenstoffs findet nicht stets bei 1,7 v. H. *Si*-Gehalt statt, sondern ist auch von der Gießwärme abhängig. So zeigt z. B. Fig. 2, das die Ergebnisse einer anderen Versuchsreihe mit einem im *Mn*-, *P*- und *S*-Gehalt ganz gleichen Material wiedergibt, bei der jedoch der Guß bei einem höheren Wärmegrad erfolgte, daß die Schnittpunkte der Schaulinien für den freien und gebundenen Kohlenstoff nicht mehr wie



Cg Kohlenstoff gebunden, Cf Kohlenstoff frei, Si Silicium, σ Zugfestigkeit.
Fig. 1.

in Fig. 1 bei 1,7 v. H. *Si*, sondern bei etwa 2 v. H. *Si* liegt. Die Zugfestigkeit zeigt in beiden Reihen mit wachsendem *Si*-Gehalt eine geringfügige Abnahme.

3. *Einfluß der Gießwärme auf die Festigkeit des Gußeisens.* Proben aus Material mit verschiedenem *Si*-Gehalt, von 1,29—2,5 v. H., und bei verschieden hoher Wärme gegossen, ließen keine besondere Beeinflussung der Festigkeit durch die Gießwärme erkennen. Die bei



Cg Kohlenstoff gebunden, Cf Kohlenstoff frei, Si Silicium, σ Zugfestigkeit.
Fig. 2.

verschiedenen Wärmestufen gegossenen Proben wurden ferner bei 1000° ausgeglüht. Auch hierdurch wurde keine *wesentliche* Veränderung der Festigkeit hervorgerufen; jedoch scheint das Material, in dem vor der Wärmebehandlung der Kohlenstoff hauptsächlich gebunden vorhanden war, eine geringe Zunahme der Festigkeit erfahren zu haben, während bei Eisensorten, in denen der Kohlenstoff vor der Wärmebehandlung als Graphit oder Temperkohle aufgetreten war, sich eine Festigkeitsabnahme zeigt.

4. *Einfluß der Erscheinungsformen des Kohlenstoffs auf die Festigkeit des Gußeisens.* Die Probestäbe waren 200 mm lang und hatten einen rechteckigen Querschnitt von 13 × 25 mm Seitenlänge, was bei Beurteilung der gewonnenen Ergebnisse zu berücksichtigen ist, da Materialproben in anderen Stärken vielleicht andere Ergebnisse aufweisen dürften. Eisen mit weißem Bruch zeigte gegenüber solchem mit grauem Bruch höhere Festigkeit. Ersteres ließ bei mikroskopischer Untersuchung ein Gefüge erkennen, das aus wohl vermengten Cementitkristallen und

[1]) Journ. of the Iron a. Steel Inst. 1906, Bd. II, S. 157.

Perlitmassen bestand. Bei grauem Eisen dagegen zeigte der Schliff mit Graphit untermischte Perlitanhäufungen, die mit Ferrit- und gelegentlich auch mit Cementitkristallen durchsetzt waren. Je höher der Graphitgehalt des grauen Gußeisens war, desto geringer war seine Festigkeit, während sie mit hohem Perlitgehalt zunahm.

5. *Einfluß der Erscheinungsformen des Kohlenstoffs auf die Festigkeit des geglühten Gußeisens.* Das Gefüge des ausgeglühten grauen Gußeisens bestand aus Ferrit und Graphit, das des weißen Gußeisens aus Ferrit, der mit Temperkohle untermischt war. Probestäbe der ersten Art ergaben eine Zugfestigkeit von 6—8 kg/qmm, solche der zweiten Art eine Festigkeit von im Mittel 32 kg/qmm bei einer Dehnung von 6—12 v. H.

E. Preuß.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Gleichstromzähler (*Schwartz.*) Der von der Firma *Keiser & Schmidt* gebaute neue Amperestundenzähler besteht im wesentlichen aus einem Dauermagneten, dem in geringem Abstand ein Schlußstück aus Eisen gegenüber steht. Zwischen beiden dreht sich ein Anker, der von einem dem Verbrauchsstrom proportionalen Strom durchflossen wird. Als Ankerkörper dient eine gestanzte Aluminiumscheibe von 0,3 mm Dicke, in deren Vertiefungen sechs Spulen von je 200 Windungen aus Aluminiumdraht eingelegt sind. Die Enden der Spulen sind an einem dreiteiligen Kollektor von 1,4 mm Durchmesser angeschlossen. Zur Stromzuführung dienen gut federnde Metallbürsten. Der Anker ist in einem Oelbehälter mit kleinem Edelstein gelagert. Der nötige Widerstand ist im Sockel der Grundplatte untergebracht. Da der Anker nur 30 g wiegt und das Drehmoment im Mittel etwa 18 qcm beträgt, ist keine Arretierung vorgesehen. Ferner wird bei der gegenüber diesen Zahlen geringen Abmessung des Kollektors nur ein sehr geringer Minusgang bei niedrigen Belastungen bewirkt. Durch Schaulinien werden die geringen Abweichungen bei verschiedener Belastung und eines dauernd normal belasteten Zählers bei täglicher Prüfung mit einem Zehntel Belastung gezeigt. (Elektrotechn. Anzeiger 1906, S. 1065—1066 und S. 1079—1080.) *Pr.*

Hebezeuge.

Hebezeugbremsen. (*F. Jordan.*) (Fortsetzung und Schluß von S. 79.) Bei den Lastdruckbremsen wird die Bremskraft von der Last selbst erzeugt.

Um die Last sicher zu halten, muß ein überschüssiges Bremsmoment vorhanden sein, das beim Senken von dem Motor zu überwinden ist. Der Motor verbraucht also während des Senkens Strom; seine Leistung wird hierbei um so größer sein müssen, je größer jener Ueberschuß im Interesse kleiner Bremswege ist.

Bei den Senksperrbremsen wird die Bremskraft ebenfalls von der Last selbst erzeugt. In der Senkperiode ist die Last stets bestrebt, die Bremse zu schließen. Dem Motor fällt dann nur die Aufgabe zu, die Bremse zu lüften, indem er der Last vorzueilen sucht. Im Beharrungszustande wird also ein fortwährendes Schließen und Lüften der Bremse stattfinden. Der Motor hat hierbei nur die Lüftarbeit zu leisten.

Die Senkgeschwindigkeit ist bei beiden Bremsen eine gleichmäßige und nur von der Regulierung des Motors abhängig.

Der Verfasser kommt zur Schlußfolgerung, daß diese Bremsen sich nur für geringe Leistungen eignen, wenn es auf gedrängten Bau und nicht so sehr auf geringen Kraftverbrauch ankommt.

Weiter werden die Eigenschaften und die Wirkungsweise der elektrischen Bremsung erörtert.

Der Motor arbeitet hierbei unter dem Antrieb der Last als Generator. Der erzeugte Strom kann bei Nebenschluß- und Drehstrommotoren unter Umständen an das Netz zurückgegeben werden, bei Hauptstrommotoren wird er in den Regulierwiderständen in Wärme umgesetzt. Die Senkgeschwindigkeit ist gleichmäßig und kann durch Ab- und Vorschalten von Widerständen in gewissen Grenzen verringert oder erhöht werden.

Durch ungeschicktes Steuern können während der Bremsung gefährliche Spannungen und Stromstärken auftreten, die die Isolation gefährden oder Festbrennen des Steuerschalters herbeiführen können.

Zum Halten der Last ist stets eine zweite Bremse, meist eine Magnetbremse, erforderlich. Auch den Nachlauf der Triebwerks- und Ankermassen im Sinne des Lasthebens kann man durch Kurzschließen des Ankers wirksam verkürzen.

Da der Motor während des Hebens und Senkens unter Strom steht, so wird er auch stärker erwärmt, als wenn er beim Lastsenken stillsteht oder doch stromlos mitläuft.

Es muß also ein größerer und deshalb teuerer Motor gewählt werden. Ebenso sind die Anlagekosten eines Schalters mit Bremsstufen höhere als ohne diese.

Die elektrische Bremse erfordert geübte und sachgemäße Bedienung.

Schlußfolgerung des Verfassers: Die elektrische Bremse muß als unsachgemäß bezeichnet werden, da sie manchen der obigen Bedingungen nur teilweise, anderen und zwar den wichtigsten, garnicht genügt.

Bei der Druckluftbremse für Hebezeuge,[1]) (D. R. P. 138 045) wird während des Arbeitens der Winde das Bremsgewicht einer Band- oder Backenbremse durch den Kolben eines Bremszylinders mittels Druckluft angehoben. Wird der Raum unterhalb des Kolbens mit der Außenluft verbunden, so fällt das Bremsgewicht herab und zieht die Bremse fest.

Eintritt und Auslaß der Druckluft wird durch ein elektromagnetisches Steuerventil vermittelt, das von dem Steuerschalter des Motors aus betätigt wird.

Die Druckluft wird in einem kleinen Kompressor erzeugt, der mit dem Triebwerk der Hubwinde zwangläufig verbunden ist.

Um stets über einen größeren Luftvorrat verfügen zu können, ist ein Luftbehälter vorhanden, der die von dem Kompressor überschüssig erzeugte Druckluft aufnimmt. Sobald der normale Druck im Behälter erreicht ist, wird das Druckventil des Kompressors dauernd angehoben, so daß der Kompressor leer mitläuft.

Die Ventilquerschnitte sollen angeblich bis 400 Umdrehungen in der Minute gestatten, ohne daß zu starke Drosselung eintritt. Es genügen indes schon 60 Umdrehungen, um die Druckluft für 2000 kg/cm Hubarbeit des Bremszylinders zu erzeugen.

Der Arbeitsverbrauch des Elektromagneten für die Betätigung des Steuerventiles beträgt 1 Watt.

Wenn nach längerer Betriebspause kein Druck im Behälter vorhanden ist, so arbeitet der Kompressor zunächst nur auf den Bremszylinder. Zu diesem Zweck ist zwischen Kompressor und Luftbehälter ein sog. Stauventil vorhanden. Erst wenn der normale Druck in Rohrleitung und Bremszylinder erreicht ist, kann die Druckluft in den Behälter eintreten.

Da bei der Druckluftbremse wie bei der Magnetbremse eine Regulierung der Bremskraft nicht erreichbar ist, so ist die Senkbewegung der Last eine beschleunigte. Um nun gefähr-

[1]) D. p. J. 1903, Bd. 318, S. 593 u. f.

liche Geschwindigkeiten zu verhindern, ist auf der Kurbelwelle des Kompressors ein kleiner Achsenregler, der sog. Senkbremsregler, angeordnet. Dieser wird auf eine bestimmte Umdrehungszahl eingestellt. Wird letztere überschritten, so wirken die Schwunggewichte des Reglers auf den Stromkreis des elektromagnetischen Steuerventils in der Weise ein, daß die Bremse einfällt. Dadurch verringert sich wiederum die Umdrehungszahl, was ein erneutes Anheben der Bremse zur Folge hat.

Durch dieses fortwährende Anziehen und Lösen der Bremse wird die Last annähernd mit der einmal festgelegten Geschwindigkeit gesenkt; diese ist daher für alle Lasten, auch für den leeren Haken, dieselbe.

Zum Halten der Last unterbricht der Führer mittels des Steuerschalters den Strom des Steuerventils, wodurch die Bremse einfällt und die Last zum Stehen bringt.

Um durchziehende Lasten auch mit kleinerer Geschwindigkeit als der normalen zu senken, kann man durch einen kleinen Druckknopfschalter das Steuerventil und damit die Bremse periodisch betätigen. Um ferner mit zwei Senkgeschwindigkeiten arbeiten zu können, hat man eine veränderliche Uebersetzung des Triebwerkes angeordet. Die Uebersetzungsänderung wird durch eine Klauenkupplung bewirkt, die ebenfalls durch Druckluft betätigt wird (D. R. P. No. 135774). Die elektrische Steuerung dieser Kupplung erfolgt vom Steuerschalter aus.

Das Aufleuchten einer Signallampe zeigt an, daß die Umkupplung vollzogen ist. Die Druckluftbremse hat den Vorteil, daß man mit einem ganz geringen Kraftaufwand von seiten des Führers große Energiemengen auslösen kann. Der Platzbedarf ist nur ein geringer.

Der Verfasser, der auch Inhaber obiger Patente ist, kommt zu der Schlußfolgerung, daß die Druckluftbremse sämtliche Bedingungen, die an eine Bremse für elektrisch betriebene Hebezeuge gestellt werden müssen, erfülle; die Druckluftbremse sei die einzige Bremse, welche für elektrisch betriebene Hebezeuge als sachgemäß bezeichnet werden könne. (Zeitschr. d. V. d. Ingenieure 1906, S. 2056—2061 und S. 2097—2103.) *Ds.*

Aufzugssicherung. (*Wintermeyer.*) Zum Schließen des Steuerstromkreises elektrischer Aufzüge mit Druckknopfsteuerung befinden sich außerhalb des Schachtes in den einzelnen Stockwerken und im Fahrstuhl selbst Druckknöpfe.

Damit nun beim Aus- und Einsteigen der Fahrstuhl nicht durch Niederdrücken eines Außendruckknopfes in Bewegung gesetzt werden kann, hatte man an den Schachttüren Kontakte in den Steuerstromkreis eingeschaltet, so daß bei geöffneter Tür kein Ingangsetzen möglich war. Diese Sicherung genügte indes nicht, da bei geschlossenen Schachttüren der Fahrstuhl ohne Wissen des Führers von außen in Bewegung gesetzt werden konnte. Bei neueren Sicherheitsvorrichtungen werden daher bei besetztem Fahrstuhl oder bei offener Schachttür die Außendruckknöpfe unwirksam gemacht.

Dieses wird gewöhnlich dadurch bewirkt, daß beim Betreten der Fahrzelle unter dem federnd gelagerten Fußboden ein Kontakt geöffnet oder geschlossen wird.

Solange der Fahrstuhl belastet ist, werden nun entweder die Außendruckknöpfe durch Vermittelung des Fußbodenkontaktes fest verriegelt oder deren Stromkreis zu dem Steuerapparat wird unterbrochen. Im letzteren Falle ist es jedoch noch möglich, durch gleichzeitiges Niederdrücken der Außendruckknöpfe in verschiedenen Stockwerken die Fahrt zu stören, wenn nur die gemeinsame Leitung von den Außendruckknöpfen nach dem Steuerapparat unterbrochen wird.

In neuerer Zeit wird daher nicht die gemeinsame Leitung, sondern die einzelnen von den Druckknöpfen kommenden Leitungen werden unterbrochen. (Zeitschr. für Elektrotechnik u. Maschinenbau 1907, S. 27—30.) *Ds.*

Verladevorrichtung für Bretter. Eine Vorrichtung zum Verladen von Brettern wurde kürzlich auf dem Stapelplatz der Firma *Wintringham & Son,* Holzhändler, in Grimsby, errichtet, welche in der Hauptsache aus einer von einigen Holztürmen unterstützten, mehrteiligen Verladebrücke besteht. Die Vorrichtung ruht mittels doppelflanschigen Laufrädern auf Gleisen, welche eine Verschiebung über die ganze Länge des verfügbaren Grundstückes gestatten. Der erste Teil, welcher von dem zu entladenden Schiffe nach dem ersten Unterstützungsturm führt, ist in der senkrechten Ebene beliebig verstellbar, um sowohl dem Höhenunterschied der Schiffe wie der augenblicklichen Höhenlage des übrigen Teils des Transporteurs Rechnung zu tragen. Die übrigen Strecken der Verladebrücke dagegen sind nur in der Höhenlage verstellbar, sie bleiben stets wagerecht. Der Transporteur trägt drei Reihen glatter Laufrollen nebeneinander, welche gemeinsam durch eine in der Länge unterhalb der Rollen liegende Achse angetrieben werden. Die Treibachse selbst ist mit einem Elektromotor verbunden. Die Bretter werden beim Entladen des Schiffes auf die Laufrollen geschoben, welche sie durch ihre Bewegung auf der Verladebrücke weiter führen. Nicht alle Laufrollen sind fest gelagert. Zwecks Ablagerung der Bretter an den gewünschten Punkten des Stapelplatzes sind in gewissen Abständen Rollen drehbar mittels Universalgelenk mit den quer zur Treibachse liegenden Hilfsachsen verbunden. Wird eine solche Rolle um einen kleinen Winkel gedreht, so werden an dieser Stelle die Bretter seitwärts abgelenkt, und hier von den mit der Stapelung beschäftigten Arbeitern in Empfang genommen. (The Engineer 1907, S. 68—69.) *Ky.*

Pumpen.

Wirkungsgrade der Zentrifugalpumpen und Ventilatoren (*L. Schütt.*) Wenn man in der Druckleitung einer Kreiselpumpe mit der Saughöhe = 0 in gehöriger Entfernung einen Schieber einbaut, so kann man annehmen, daß alle Geschwindigkeitsenergie bis dahin in Druck umgesetzt ist. Gießt hinter dem Schieber die Pumpe frei aus, so wird jeder Schieberstellung bei gleichbleibender Drehzahl eine bestimmte Wassermenge Q und ein bestimmter Druck h entsprechen. Die verschiedenen Q auf der Abszissenachse und die zugehörigen h auf der Ordinatenachse abgetragen, ergeben eine bestimmte Leistungskurve und zwar entspricht jeder Drehzahl eine andere Kurve.

Aendert man bei derselben Pumpe nur die Drehzahlen und läßt den Schieber unverändert stehen, so erhält man für die Widerstandskurve die Gleichung $\frac{Q}{\sqrt{h}} = \text{const.}$, d. i. eine Parabel, deren Achse die Ordinatenachse ist. Der äußere Widerstand bei einer Pumpe wird immer die Summe aus einer linearen Druckhöhe und einem quadratischen Drossel- oder Reibungswiderstand sein, bei einem Grubenventilator dagegen ist meistens nur der letztere Widerstand zu berücksichtigen. Der augenblickliche Zustand einer Pumpe (oder Ventilators) bei einer bestimmten Drehzahl und Schieberstellung ergibt sich somit als Schnittpunkt der Leistungs- mit der Widerstandskurve. Für Zentrifugalventilatoren ist als Gesetz nachgewiesen, daß bei gleichbleibender äquivalenter Grubenweite sich die Pressungen wie die Quadrate der Drehzahlen verhalten. Da quadratischer Widerstand = äquivalente Grubenweite, so nimmt *Schütt* das Gesetz auch für Kreiselpumpen als geltend an. Mit dieser Annahme findet man nach verschiedenen Rechnungen, daß bei gleichbleibendem äußeren Widerstand die Geschwindigkeitsparallelogramme ähnlich bleiben, woraus zu schließen ist, daß auch der (hydraulische) Wirkungsgrad dann gleich bleibt. Soll demnach *der Wirkungsgrad gleich bleiben, so muß die Förderhöhe im quadratischen, die Fördermenge im einfachen Verhältnis sich ändern.*

Durch Versuche an Ventilatoren (an Pumpen nicht) hat der Verfasser die Richtigkeit vorstehender Ausführungen bestätigt gefunden und benutzt sie zur Untersuchung über die Wirkungsweise geometrisch ähnlicher Ventilatoren, bei welchen sich die Grubenweiten für den besten Wirkungsgrad wie die

Quadrate der Raddurchmesser verhalten müssen. Ebenso zeigt es sich, daß bei Parallelschalten zweier gleichen Ventilatoren von gleicher Drehzahl die geförderte Luftmenge kleiner wird. Bei einer Kreiselpumpe vergrößerte sich nach Oeffnen eines Hahnes im Druckrohr, wobei ein Teil des geförderten Wassers zurückfloß, die Liefermenge der Pumpe; der Grund für diese merkwürdige Erscheinung ergibt sich ohne weiteres durch Aufzeichnen der Leistungs- und Widerstandskurve: Die Leistungskurve verschiebt sich um den Verlust, dadurch rückt der Schnittpunkt der Leistungs- mit der Widerstandskurve weiter nach oben und diesem Schnittpunkte entspricht ein größeres *Q*. (Zeitschrift f. d. ges. Turbinenwesen 1906, S. 441—446.) *K.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Untergrundbahn. (Fortsetzung u. Schluß von S. 143.) Da die Haltestellen bis zu 37,5 m unter der Straßenoberfläche liegen, sind im ganzen 62 Aufzüge (2 bis 5 für jede Haltestelle) eingebaut. Von ihnen werden 4 mit Druckwasser betrieben, da eine gleiche Anlage in der Nähe bereits vorhanden ist, die übrigen elektrisch. Diese Aufzüge fördern 4536 kg mit 61 m/Min. Geschwindigkeit. Die Bodenfläche des Fahrkorbes beträgt 13 qm, auf der 70 Personen ohne Drängen Platz finden. Die beiden 35 PS-Motoren jedes Aufzuges mit der Seiltrommel (1,32 m Durchmesser) sind zur Vereinfachung der Seilführung über dem Schacht gelagert. Vier 7/8 zöllige Stahlseile, jedes für eine Größtlast von 22 t dienen zum Heben jedes Fahrkorbes, der vollständig aus Stahl gebaut ist. Zwei weitere Seile tragen das Gegengewicht, das das Gewicht des Fahrkorbes nahezu ausgleicht. Zwei weitere an der Seiltrommel befestigte Seile tragen noch ein Gegenwicht, das dem Reste des Fahrkorbgewichtes und der halben Nutzlast entspricht. Zur Sicherung dienen Fangvorrichtungen, die sowohl bei Dehnungen der Seile über einen bestimmten Betrag, als auch beim Anwachsen der Geschwindigkeit über ein gewisses Maß selbsttätig angestellt werden. Ferner bringen Oelpuffer beim Herabfallen den Fahrkorb erst nach einem Weg von 200 mm zum Stillstand. Die Bewegung der Aufzüge wird durch elektrische Fernsteuerung vom Fahrkorb aus bewirkt. (The Electrician 1906/07, S. 322 bis 324.) *Pr.*

Fahrversuche. (*Ashe.*) Die Kurve, welche die jeweilige Geschwindigkeit eines Motorwagens als Funktion der Zeit darstellt, nennt der Verfasser das Indikatordiagramm des Bahningenieurs, da hieraus: 1. die größte Geschwindigkeit, 2. die Reisegeschwindigkeit, 3. die mittlere Fahrgeschwindigkeit, 4. die Geschwindigkeit in den Kurven, 5. die Beschleunigung beim Anfahren, 6. die Verzögerung beim Bremsen, 7. der zurückgelegte Weg, 8. die Dauer der Aufenthalte, 9. die Geschicklichkeit des Führers in der Verwendung der Bremsen, 10. die richtige Bemessung der Anfahrwiderstände, 11. die richtige Einstellung des selbsttätigen Ausschalters und vieles andere entnommen werden können, sofern das Wagen- oder Zuggewicht, die genauen Angaben über Steigungen und Krümmungen der Strecke, Wattmeterablesungen und die charakteristischen Kurven der Motoren zu Hilfe genommen werden. Die Ergebnisse einer Reihe von Fahrversuchen mit einem in vollkommenster Weise ausgestatteten Hochbahnwagen, den ein besonders geschickter Fahrer steuerte, sind in genauen Geschwindigkeitskurven wiedergegeben. Diese werden in bezug auf die angeführten Punkte kritisch betrachtet und festgestellt, daß weitere Versuche mit anderen Zahnradübersetungen zwischen den Motoren und den Laufachsen voraussichtlich noch günstigeren Stromverbrauch für das Anfahren ergeben werden. (Sreet Railway Journal 1906, Bd. II, S. 1049—1052.) *Pr.*

Technische Chemie.

Benzingewinnung. (*M. Rakusin.*) Unter dem Namen „*Benzin*“ versteht man in der Naphtaindustrie alle Destillate des Erdöls, die bei tieferer Temperatur als das *Kerosin* (Lampenpetroleum) übergehen. Hierher gehören die Haupthandelsprodukte: *Petroläther* (essence du pétrole), *Benzin* und *Ligroin* (Benzinrückstände, auch Heizbenzin genannt) und verschieden benannte Erzeugnisse, wie *Rigolen*,[1]) *Gasolin*, *Putzöl* usw.

Gewonnen werden die Benzine vornehmlich in den Fabriken der Erdölbezirke aus *frisch* erbohrtem Oel, da dieses beim Lagern und Versenden einen Teil seiner leicht flüchtigen Bestandteile verliert. Nach *Ragosin* gibt Erdöl aus *Baku* 0,2 v. H. und Erdöl aus *Grosny* 4,6 v. H. Benzindestillate, während *M. Rakusin* für das Oel aus *Bibi-Eybat* (Tiefe des Bohrloches etwa 733 m) 4,9 v. H. Benzin fand. Im Jahre 1902 wurden in *Grosny* über 340 Millionen kg Erdöl verarbeitet und daraus 13½ Millionen kg Benzin gewonnen (= 3,9 v. H.) Die Fabriken in *Grosny* und *Baku* versorgen neben den Pennsylvanischen Fabriken fast die ganze Welt mit Benzin.[2])

Rakusin hat auf Grund eigener vorläufiger Bestimmungen folgende Tabelle aufgestellt:

Fundort des Erdöls.	Siedegrenzen °C.	Spez. Gew. bei 15° C.	Benzinausbeute v. H.
1. Anapa (Kaukasus) . . .	45—125	0,736	27,8
2. Berekey	85—120	0,728	2,9
3. Bibi-Eybat	40—120	0,747	4,9
4. Câmpina (Rumänien). . .	45—120	0,716	3,4
5. Pennsylvanien	80—110	0,723	11,5
6. Tschimion (Fergan. Gebiet)	65—120	0,702	6,2

Die *Destillation* des Benzins ist einfach; man hat nur für gute Kühlung der übergehenden Dämpfe und gutes Auffangen der Destillatreste aus den Wasserabscheidern zu sorgen. Ein Extraktor samt Kühler und einer Reihe von Florentiner Flaschen genügt vollständig.

Man unterscheidet vornehmlich:

	Spez. Gew. bei 15° C.
1. Petroläther	0,64 —0,69
2. Leichtes Benzin	0,70 —0,72
3. Extraktionsbenzin	0,72 —0,735
4. Ligroin oder Benzinrückstände	0,735—0,75

Das Benzin von *Grosny* enthält trotz seiner geringen Dichte (0,64—0,70) etwa 30 v. H. über 100° siedender Bestandteile; es wird deshalb das ganze unter 150° übergehende Gemisch noch einmal in einem besonders eingerichteten Kolonnenapparat übergetrieben. So erhält man ein gutes Benzin und kann die Zwischenprodukte verwerten.

Durch *Raffination* wird der oft sehr unangenehme, von organischen Schwefelverbindungen herrührende *Geruch* des Benzins beseitigt; man benutzt zur Zerstörung dieser Beimengungen nach *Charitschkoff Schwefelsäure*, die 0,1—0,2 v. H. vom Gewichte des Benzins *Kaliumbichromat* enthält; dabei bleibt aber ein Teil der übelriechenden Schwefelverbindungen unzersetzt. Man fügt deshalb bei der nachfolgenden Behandlung mit Natronlauge etwa 0,01 v. H. Bleioxyd in Form von *Bleiglätte* zu. Ein gutes Reinigungsmittel ist auch *rauchende Schwefelsäure*, während Knochenkohle unverwendbar ist, weil sie kräftige Mischung mit Luft erfordert, was bei der Raffination des Benzins nicht angeht.

Nach den Untersuchungen des Kgl. Materialprüfungsamtes in *Groß-Lichterfelde* begann Benzin aus *Baku* (spez. Gew. 0,699) bei 37,5° zu sieden, während Benzin aus *Grosny* (spez. Gew. 0,728) bei 43,5° zu sieden anfing. Es gingen über im Mittel (in Volumenprozenten):

Benzin aus Baku.		*Benzin aus Grosny.*	
bis 50°	5,0 v. H.	bis 50°	0,6 v. H.
50—75°	47,9 „	50—75°	13,7 „
75—100°	38,0 „	75—100°	29,7 „
Rückstand	5,5 „	100—125°	26,0 „
Verlust	3,6 „	125—150°	14,9 „
		150—175°	7,8 „
		Rückstand	6,3 „
		Verlust	1,0 „

Nach vergleichenden Bestimmungen, die im Fabrikslaboratorium zu *Grosny* angestellt wurden, war nach der Raffination

der Anteil der bis 95° übergehenden Destillate am Gesamtgewicht von 41,8 auf 48,5 v. H. gestiegen und das von 95—110° übergehenden Benzin von 20,5 auf 15,0 v. H. gesunken.

Verwendet werden Petroläther und leichtes Benzin als *Lösungsmittel* zur Beseitigung von Flecken, in der Gummiindustrie usw. Die schwereren Benzine werden zum Ausziehen der Knochen nach dem Verfahren von *Seltsam* in großen Mengen benutzt. *Ligroin* als *Brennstoff* zu verwenden ist erst seit 1902 in Rußland erlaubt. Aus der Zusammensetzung berechnet sich ein Heizwert von 11 000 Kalorien. In den Fabriken der *Wladikawkas*-Eisenbahn wird Ligroin in Düsenapparaten mit Dampf zerstäubt und so sehr leicht verfeuert.

Nach den von der Gesellschaft *Gebr. Nobel* aufgestellten *Regeln* soll leichtes Benzin bei 15° C nicht schwerer als 0,717 sein und schweres Benzin die Dichte 0,725—0,729 besitzen. Das Benzin darf weder sauer noch alkalisch sein. Es muß auf Filtrierpapier gegossen rasch und ohne jeden Rückstand verdampfen und keinen andauernden unangenehmen Geruch hinterlassen. Bei der Destillation (mit dem Dephlegmator nach *Glinsky*) sollen bis 95° nicht weniger als 90 v. H. des Oeles und über 100° nicht mehr als 5 v. H. übergehen. Schweres Benzin darf nicht unter 40° zu sieden beginnen. Die Rückstände von der Destillation über 100° dürfen auf Filtrierpapier nach einer Stunde keinen Fettfleck hinterlassen.

Schüttelt man Benzin mit Schwefelsäure (spez. Gew. 1,53), so darf es nicht gelbbraun werden.

Aufbewahrt wird das Benzin in sorgfältig genieteten Eisenblechbehältern, die durch Isolierschichten gegen Erwärmung geschützt sind. Es wird in unterirdischen Räumen auf Fässer umgefüllt. Seit kurzem ist auch der Versand in Zisternenwagen erlaubt; in den nach dem System *Nobel* gebauten Wagen wird durch Federventile den angesammelten Gasen ein Ausgang gewährt; oberhalb der Ventile liegen wagerechte, kreisförmige Kühlnetze. Aus den Wagen wird das Benzin nicht durch Ventile abgelassen, sondern abgehebert.[3]) (Chemikerzeitung 1907, S. 3—6.)

A.

[1]) Nach *Charitschkoff* hat das *Rigolen* die Dichte 0,64 und siedet bis 40°.

[2]) *R. Kißling* macht darauf aufmerksam, daß *indisches* Rohbenzin von den Sundainseln in großen Mengen nach Europa eingeführt wird (Chemikerzeitung 1907, S. 47.)

[3]) Die *Nobel-Gesellschaft* hat den Heber mit einer wagerechten Rohrabzweigung versehen, so daß der Tankwagen nach beiden Seiten des Schienenstranges entleert werden kann.

Wasserkraftanlage.

Wasserkraftanlage in England. Diese erste britische hydroelektrische Kraftanlage entnimmt das Betriebswasser dem 427 ü. M. gelegenen Llydaw See durch eine zwei Meilen lange doppelte Rohrleitung (686—762 mm Durchmesser). An fünf Stellen ist die Rohrleitung gegen Wandern durch 50 t (an einer Knickung durch einen 150 t) schwere Mauerblöcke gesichert. Das nutzbare Gefälle beträgt 347 m. Das Maschinenhaus enthält vorläufig vier Turbinendynamosätze von je 1500 KVA, jedoch ist der Raum für zwei weitere vorgesehen. Die Doppel-*Pelton*-Turbinen arbeiten mit je 500 Umdr./Min., und sind mit Düsenregulierung ausgerüstet. Die direkt gekuppelten 12 poligen Drehstromgeneratoren (50 Perioden) sind für 10000 Volt Spannung gebaut; die Erregermaschine ist hinter dem äußeren Dynamolager direkt angebaut. Weiterhin werden die elektrischen Einrichtungen und die Fernleitungsanlagen beschrieben. (The Electrical Engineer 1906, S. 870—876.)

A. M.

Turbinenanlage der Isarwerke. (Schluß von S. 127.) (*Stamm.*) Die Laufräder der beiden 2000 PS-*Francis*-Doppelturbinen (je 15 cbm/Sek. bei 6,80 m Gefälle) von je 1600 mm Durchmesser besitzen 20 Schaufeln; die Leitkränze mit 22 Schaufeln sind einerseits am Gehäuse, andererseits am Gehäusedeckel angeschraubt. An der Nabe des letzteren sind die Räder für den *Zodel*schen Regulierapparat drehbar gelagert. Die Lager sind mit Ringschmierung versehen. Die Abdichtung der Deckel erfolgt durch zwei 4 mm starke Lederstulpen. Zu beiden Seiten des Gehäuses befindet sich je eine Regulierwelle, welche vom Servemotor angetrieben werden und auf welche Zahnsegmente, die in die Stirnradsegmente des Regulierrades eingreifen, aufgekeilt sind; die Wellen werden vom freien Ende gegen Linksdrehung mit je einem Gewicht von 250 kg an 550 mm langem Hebel belastet. Der Regulierapparat besteht aus einem Regulator, einer Zahnradpumpe und dem Servemotor, dessen Kolbenstange die beiden erwähnten Regulierwellen antreibt (bis 90° Verdrehung). Der Regulator wird durch Schraubenräder und Hilfswellen angetrieben, so daß Störungen durch z. B. Riemenabspringen vermieden sind. Die Einzelheiten werden an Hand maßstäblicher Schnittzeichnungen der Turbine wie der Regulierung beschrieben. (Zeitschrift f. d. gesamte Turbinenwesen 1907, S. 7—9.)

A. M.

Kleinere Mitteilungen.

Tenacit.

Tenacit wird von der *A. E. G.* in dunkler, besonders aber schwarzer Farbe zur Herstellung elektrischer Isolierungen aus Asbest, Harz und alkalischen Erden als Hauptbestandteile erzeugt. Die Zusammensetzung ist je nach dem Verwendungszweck verschieden; mit ihr wechselt die Bearbeitungsfähigkeit. Herausarbeiten der Gebrauchsstücke aus Stangen, Röhren oder Platten ist im allgemeinen nicht zu empfehlen. Die Formgebung erfolgt daher durch Pressen. Hierbei ist große Genauigkeit der Stücke zu erzielen, zumal Tenacit nach dem Pressen nicht schwindet und in den meisten Qualitäten die feinsten Teile der Form gut ausfüllt. Die Zugfestigkeit des Tenacit soll angeblich zwischen 40 und 180 kg/qcm schwanken, der Erweichungspunkt zwischen 90 und 160° C. Die Druckfestigkeit soll bis zu 10 000 kg/qcm betragen, die Durchschlagsfestigkeit, mit wachsender Feuerbeständigkeit abnehmend, bis zu 100 000 Volt bei 1 mm Wandstärke. Infolge der eigenartigen Zusammensetzung und der durch den hohen Pressendruck erzielten großen Dichte ist das Wasseraufnahmevermögen äusserst gering (0,66—1,7 v. H.) und daher die Widerstandsfähigkeit gegen klimatische Einflüsse, Frost und Seeluft, sowie gegen Säuredämpfe sehr groß. Bei geringen Anforderungen an die Festigkeit und Isolationsfähigkeit kann die Funkensicherheit, die z. B. bei Funkenlöscherzwischenteilen angesprochen wird, bis zur Unverbrennbarkeit gesteigert werden. Zähleranschlußklemmen und Apparatenteile werden aus einer nicht brennbaren Spezialqualität gefertigt, die auch als Einlage für Schaltergehäuse aus Tenacit verwendet wird.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Bibliothek der gesamten Technik. 15. Band. Das Roheisen und seine Darstellung durch den Hochofenbetrieb. Unter Berücksichtigung sämtlicher Neuerungen allgemein erläutert für die Praxis und das Selbststudium. Von *Herm. F. Lichte.* Mit 76 Abb. und 4 Tafeln. Hannover 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 4,60, geb. M. 5,—.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 11. Berlin, 16. März 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Neuere Selbstgreifer für Krane und dergleichen.

Von Dipl.-Ing. **F. Wintermeyer.**

(Schluß von S. 148 d. Bd.)

Die Einkettengreifer, von denen nunmehr die Rede sein soll, arbeiten, wie der Name schon sagt, mit nur einer Kette (bezw. nur einem Seil). Der Greifer enthält in sich selbst eine geeignete Vorrichtung, welche seine Entladung gestattet, ohne daß hierzu eine zweite Kette und eine zweite Windetrommel erforderlich ist. Der Einkettengreifer besitzt dem Zweikettengreifer gegenüber den Vorzug, daß er an jedem beliebigen Kran mit einfacher Hubwinde angebracht werden kann, ohne daß am Kran irgendwelche Umänderungen vorzunehmen sind.

Die ersten Einkettengreifer waren sehr kompliziert, indem sie mit einem großen Aufwand von Klink- und Hebelmechanismen arbeiteten. Die Firma *J. Pohlig* in Köln besitzt das Verdienst, einen Einkettengreifer amerikanischer Bauart in Deutschland eingeführt zu haben, welcher Einfachheit der Konstruktion mit zuverlässiger Wirkungsweise verbindet. Dieser Greifer (*Hone*s-Patent-Selbstgreifer[2]), der für spätere deutsche Konstruktionen vorbildlich geworden ist und in vielen Ausführungen sich bewährt hat, ist in Fig. 10 abgebildet.

Fig. 10 a.

Fig. 10.

Der zum Schließen der Greiferhälften dienende Flaschenzug besteht aus dem festen Rollenblock *a* und dem in den Führungsschienen *c* des Greifergestells beweglichen Rollenblock *b*. Um die Rollen dieses Flaschenzuges ist das Windeseil geschlungen, dessen Ende am Greifergestell festgemacht ist. Die an den Schaufeln befestigten Zugstangen *d* greifen bei diesem Greifer nicht unmittelbar an dem beweglichen Rollenblock *b* an, sondern an einem besonderen Gleitblock *e*, der ebenso wie der bewegliche Rollenblock in den Führungsschienen *c* des Greifergestells geführt ist. Der untere Gleitblock *e* kann mit dem beweglichen Rollenblock *b* durch eine besondere Kupplung verbunden und durch Lösen dieser Kupplung von ihm getrennt werden. Hierdurch wird es ermöglicht, mit einer einfachen Kette oder mit einem einfachen Seil und gewöhnlicher Förderwinde den Greifer zu füllen, zu heben und ihn in anderer Höhe wieder zu öffnen und zu entladen. Ist der untere Gleitblock *e* mit dem Rollengleitblock *b* gekuppelt, so wird der Greifer durch Anziehen des Zugorganes geschlossen und beim weiteren Anziehen mit der Ladung gehoben. Entkuppelt man beide voneinander, so kann der untere Gleitblock *e* herunterfallen und die Schaufeln öffnen und entladen sich. Die Kupplung des unteren Gleitblocks *e* mit dem Rollengleitblock *b* geschieht in der Weise, daß der Rollengleitblock *b* auf den unteren Gleitblock *e* herabgesenkt wird. Dabei tritt ein an dem unteren Gleitblock *e* befestigter senkrechter Zapfen *f*, der mit einer Aussparung *g* versehen ist, in eine entsprechende Aushöhlung des Rollengleitblocks *b*. Dieser enthält den Querbolzen *h*, welcher in die Aussparung *g* des Zapfens *f* eingreift und dadurch die Kupplung bewirkt. In Fig. 10 a sind die Kupplungsteile in größerem Maßstabe dargestellt und zwar in der gekuppelten Stellung. Das Einkuppeln geschieht selbsttätig durch Vermittlung eines kleinen Gegengewichtes, das Auskuppeln und damit das Oeffnen der Greifer durch Drehen des Hebels *i*, welcher auf den Querbolzen *h* des Rollengleitblocks aufgesetzt ist. Das Auskuppeln erfolgt meistens mit Hilfe eines am Kopf des Kranauslegers in geeigneter Weise aufgehängten Ringes. Dieser Ring läßt beim Heben des Greifers den Greiferkopf und den Ausrückhebel *i* des Rollengleitblockes hindurchtreten. Wird der Greifer dann aber gesenkt, so wird der Ausrückhebel von dem Ring erfaßt und gedreht und damit der Greifer entladen. Wenn er nun geöffnet wieder hinabgelassen wird, und sich so auf das Material aufgesetzt hat, so sinkt beim weiteren Nachlassen der Kette der Rollengleitblock *b* herunter, kuppelt sich wieder selbsttätig mit dem unteren Gleitblock *e* und das Spiel beginnt von neuem.

Die neueren Weiterausbildungen der Bauart Fig. 10 betreffen in erster Linie die Mittel zum Kuppeln des beweglichen Rollenblockes mit dem unteren Gleitblock. In Fig. 11 ist eine Anordnung von *Correll* in Neustadt

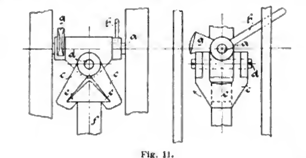


Fig. 11.

(D. R. P. 153 219), in Vorder- und Seitenansicht dargestellt. Der bewegliche Rollenblock trägt die Klauenachse *a*, auf welcher drehbar und mit dem Gegengewicht *g* und dem Anschlaghebel *b* verbunden das Klauenpaar *c* an dem Bolzen *d* sitzt. Die Klauen sind nach einem

[2]) S. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 308.

Kreisbogen um die Achse *a* abgerundet, wie aus der Seitenansicht ersichtlich ist. Die Vorsprünge *e* des Kopfes *f* des unteren Gleitblockes sind entsprechend abgerundet. In der Zeichnung ist der obere Rollengleitblock mit dem unteren Gleitblock gekuppelt dargestellt. Wird nun bei dieser Lage der Kupplungsteile der geschlossene Greifer hochgezogen, so stößt schließlich der Anschlaghebel *b* gegen den am Auslegerkopf aufgehängten Ring und wird gedreht. Infolgedessen bewegen sich die beiden Klauen *c* in der in der Seitenansicht angegebenen Pfeilrichtung seitlich von den Vorsprüngen *e* des Kopfes *f* weg, so daß der Kopf *f* des mit den Schaufeln verbundenen Gleitblockes frei wird, infolgedessen der Gleitblock niederfällt, und die Schaufeln sich öffnen. Wird hierauf die Windekette nachgelassen, so schwingen die Klauen *c* wieder in die Mittelebene zurück, und der Greifer geht in geöffnetem Zustande nach unten, bis die Schaufeln aufsitzen. Wird die Kette noch weiter nachgelassen, dann treffen die unteren Flächen der Klauen *c* auf die oberen Schrägflächen des Kopfes *f*, spreizen sich auseinander und fallen unter den Vorsprüngen *e* wieder zusammen, so daß beim darauf folgenden Anziehen der Kette die Greiferschaufeln geschlossen und dann gehoben werden.

Auch die Firma *Bleichert & Co.* in Leipzig-Gohlis baut die Selbstgreifer nach dem Prinzip der Fig. 10 (D. R. P. 153 141). Die Kupplungsvorrichtung zwischen dem beweglichen oberen Rollenblock und dem unteren Gleitblock ist hier in der aus Fig. 12 ersichtlichen Weise ausgebildet. In dem unteren Gleitblock *a*, der durch die Zugstange *b* mit den Schaufelhälften verbunden ist, ist die Klinke *d* angelenkt. In dem oberen beweglichen Rollenblock *e* ist eine dieser Klinke entsprechende Aushöhlung vorhanden. In den Rollenblock *e* ist ferner ein Exzenter *g* gelagert, welches durch einen in passender Stellung auf der Exzenterwelle aufgekeilten Hebel *h*, der belastet sein kann, in zwei etwa um 90° voneinander abweichende Stellungen gedreht werden kann. Die beiden Endstellungen des Hebels *h* und des Exzenters *g* sind durch ausgezogene und punktierte Linien angedeutet. In der unteren ausgezogen gezeichneten Stellung drückt das Exzenter die Klinke *d* über die Nase *i* und hält sie in dieser Lage fest, so daß bei dieser Stellung der bewegliche Rollenblock *e* mit dem unteren Gleitblock *a* gekuppelt ist. In dieser gekuppelten Stellung sind die Teile in Fig. 12 dargestellt. Wird nun der Hebel *h* aufwärts in die punktierte Lage geschwenkt, so nimmt das Exzenter ebenfalls die punktiert gezeichnete Endstellung ein und die Klinke *d* ist infolgedessen frei, um so viel auszuschwingen, daß ihr Kopf von der schrägen Oberfläche der Nase *i* abgleiten kann. Da das ganze Gewicht des Gleitblockes *a* und der Schaufeln an der Klinke *d* hängt, erfolgt dieses Ausschwingen unter dem Einfluß der Schwere selbsttätig. Gleitblock *a* fällt herab und der Greifer öffnet sich. Nachdem der Greifer auf diese Weise seinen Inhalt abgegeben hat, wird er wieder zwecks erneuter Füllung niedergelassen. Sobald die Schaufeln auf dem Fördergut aufruhen, senkt sich beim weiteren Nachlassen der Windekette auch der bewegliche Rollenblock *e* und nähert sich dabei dem Gleitblock *a*. Der Hebel *h* ist inzwischen unter dem Einfluß der eigenen Schwere in die untere ausgezogene Lage zurückgefallen. Die Aussparung in dem beweglichen Rollenblock *e* ist unten etwas erweitert und der Kopf der Klinke *d* ist mit zwei Auflaufflächen *k* und *l* ausgestattet. Die Auflauffläche *k* bewirkt, daß die Klinke *d* beim Niedergange des Rollenblocks *e* in die ausgeschwenkte Lage nach rechts gedrückt wird und die Auflauffläche *l*, daß sie beim weiteren Niedergang des Rollenblocks *e* den Exzenter *g* aufwärts drückt. Sobald aber der Niedergang des Rollenblocks vollendet ist, also die Nase *i* so tief gesenkt ist, daß die Klinke wieder darüber greifen kann, fällt das Exzenter *g* durch das Eigengewicht des Hebels *h* wieder in seine untere Lage zurück und bringt dabei die Klinke *d* zum Eingriff. Beim Aufwinden wird also der untere Gleitblock *a* mitgenommen und schließt zunächst mit Hilfe der Zugstangen *b* den Greifer. Er kann nun mit seinem Inhalt gehoben und an die Entleerungsstelle übergeführt werden, wo sich dasselbe Spiel von neuem wiederholt.

Fig. 12.

Ein neuerer Einkettengreifer, der sich ebenfalls durch Einfachheit der Konstruktion auszeichnet, jedoch nicht in der Weise des Greifers nach Fig. 10 wirkt, wird von der Maschinenfabrik *Henrichsen & Mohr* in Kopenhagen gebaut (D. R. P. 138 196). Derselbe ist in Fig. 13 zur Darstellung gebracht. Der Rahmen *c*, der die im Zapfen *b* drehbaren Schaufeln *a* trägt, ist mit einem nach oben sich erstreckenden Bügel *m* versehen, der dazu dient, den Greifer oberhalb der Stelle, wo er geöffnet werden soll, an einen Haken aufzuhängen. An den äußeren Flächen der Seitenwände der einen Schaufel und den inneren Flächen der Seitenwände der anderen Schaufel sind Arme *h* angeordnet. Dieselben kreuzen sich, wenn die Schaufeln geschlossen sind, um die Angriffspunkte der Kettenstücke *i*, welche die Arme *h* mit dem Querstück *g* verbinden, so weit als möglich von den Zapfen *b* zu entfernen, so daß die das Zusammenpressen der Schaufelkanten bewirkende Kraft möglichst groß wird. Das Querstück *g* trägt eine Rolle, um welche das Windenseil *e* geschlungen ist, welches das ganze Gewicht des Greifers trägt. Um beim Wiederanziehen des Windenseiles *e* das Schließen der Schaufeln zu verhindern, sind die Arme *h* der einen Schaufel mit einer drehbaren Klinke *k* versehen, die beim Oeffnen der Schaufel vor die Arme *h* der anderen Schaufel fällt. Der Greifer arbeitet in folgender Weise:

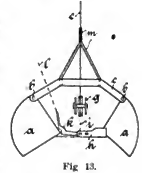


Fig. 13.

Der Greifer wird in dem in der Figur gezeichneten geöffneten Zustand auf das zu hebende Gut heruntergelassen. Sobald die Schaufelkanten so weit in das Fördergut eingedrungen sind, daß dieses das Gewicht des Greifers trägt, wird die Klinke *k* dadurch entlastet und kann von Hand durch ein Seil *l* ausgelöst werden. Beim Anziehen des Windenseiles *e* schließen sich zunächst die Schaufeln *a*, und sobald dies geschehen, geht der Greifer mit in die Höhe. Wenn bei der Aufwärtsbewegung des Greifers der Bügel *m* gegen den Aufhängehaken trifft, schiebt er ihn so weit zur Seite, daß er an ihm vorbeigleiten kann. Hierauf fällt der Aufhängehaken unter den Bügel *m* zurück. Infolgedessen bleibt der Greifer beim Nachlassen des Windenseiles am Aufhängehaken hängen, die Schaufeln *a* öffnen und entleeren sich, und die Sperrklinke *k* fällt herunter und verhindert die Schaufeln *a*, sich wieder zusammenschließen. Alsdann wird das Windenseil *e* wieder etwas angezogen, hierauf der Aufhängehaken entweder von Hand oder durch eine selbsttätig wirkende Vorrichtung aus dem Bügel *m* zurückgezogen und der Greifer kann nun wieder geöffnet in das zu fördernde Gut hinutergelassen werden, worauf sich der beschriebene Vorgang wiederholt.

Die Einketten- und Zweikettengreifer, von denen bis jetzt die Rede war, stellen die weitaus gebräuchlichste Greiferart dar.

In neuerer Zeit sind jedoch auch, und zwar in erster Linie in Amerika Greifer aufgekommen, bei denen das Oeffnen und Schließen der Greifer durch unmittelbar am Greifergestell gelagerte Elektromotoren oder Druckluftzylinder bewirkt wird. Da es nicht ausgeschlossen ist, daß dieser Greiferart noch eine große Zukunft bevorsteht, so soll dieselbe noch kurz besprochen werden.

Fig. 14.

Fig. 14 zeigt eine Bauart der Firma *Chaquette* in New-Rochelle, V. St. A. (D. R. P. 148 596), bei der das Oeffnen und Schließen des Greifers durch einen Elektromotor bewirkt wird, dessen Stromkreis in der höchsten sowie in der tiefsten Lage des Greifers selbsttätig eingeschaltet wird, so daß der Greifer bei Erreichung der höchsten Lage geöffnet und bei Erreichung der tiefsten Lage geschlossen wird. Die Bewegung der beiden Greiferhälften wird von dem Motor *m* in der Weise abgeleitet, daß das auf der Motorwelle feste Zahntrieb *a* in das Zahnrad *b* eingreift, auf dessen Achse ein weiteres Zahntrieb *c* sitzt, das im Eingriff mit den an den Greiferhälften fest angeordneten Zahnsegmenten *d*, *e* steht. Die Stromzuführung zum Elektromotor geschieht durch Kabel, die in ähnlicher Weise wie die Aufhängeseile *f* geführt sind. Außer den Aufhängeseilen ist noch ein Steuerseil vorhanden, das mit einem unter Federwirkung stehenden, auf- und abbeweglichen und am Greifergestell angeordneten Bolzen verbunden ist. Dieser Bolzen wirkt auf zwei Stromschlußstücke, von denen das eine einen Stromkreis durch den Elektromotor im Sinne des Oeffnens des Greifers, das andere einen Stromkreis im Sinne des Schließens des Greifers hervorruft.

Die Arbeitsweise mit diesem Greifer ist folgende:

Sobald der Greifer entleert worden ist, läßt ihn der Maschinenführer wieder herabstürzen, so daß er sich in das Fördergut einwühlt. Im Augenblick des Auftreffens wird das Steuerseil schlaff und der mit ihm verbundene Kontaktbolzen wird nunmehr durch Federkraft so bewegt, daß Stromschluß durch den Motor in einer Richtung hergestellt wird, daß beim Drehen des Motors die Greiferhälften geschlossen werden. Sobald der Greifer geschlossen ist, was dem Maschinenführer auf elektrischem Wege durch ein Klingelzeichen mitgeteilt wird, werden die Aufhängeseile angezogen und infolge der hiermit verbundenen Bewegung des Kontaktbolzens der Stromkreis für den Motor unterbrochen, so daß die Greiferhälften bei dem nunmehr folgenden Anheben des Greifers in der geschlossenen Lage verharren. In der höchsten Lage angekommen, wird nunmehr durch einen Anschlag Stromschluß durch den Motor in der Richtung hergestellt, daß selbsttätiges Oeffnen und Entleeren des Greifers erfolgt. Darauf wiederholt sich derselbe Vorgang.

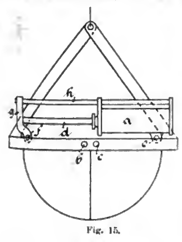


Fig. 15.

Ihre Greifer mit Druckluftbetrieb baut die Firma *Chaquette* in New-Rochelle V. St. A., in der aus Fig. 15 ersichtlichen Weise (D. R. P. 152 290). Der Druckluftzylinder *a* ist in wagerechter Lage auf dem Greifer gelagert. Die Greiferhälften sind um die Achsen *b*, *c*, die in dem Greifergestell befestigt sind, gelagert und einerseits mit dem Druckluftzylinder *a*, andererseits mit dessen Kolbenstange *d* verbunden. Die Verbindung der einen Greiferhälfte mit dem Zylinder *a* ist durch die Achse *e* bewirkt, während die gegenüberliegende Achse *f* der anderen Greiferhälfte beweglich mit dem bügelähnlichen Aufsatz *g* verbunden ist. Letzterer sitzt fest an der Kolbenstange *d* und wird mittels der Stange *h* geführt, die an dem Zylinder *a* befestigt ist. Wird nun die Druckluft dem Zylinder *a* so zugeführt, daß die Kolbenstange *d* sich nach einwärts bewegt, so findet Oeffnen des Greifers statt, umgekehrt beim Herausdrücken der Kolbenstange Schließen. Hierbei bleibt stets die wagerechte Lage des Druckluftzylinders erhalten. Der Greifer hängt außer an den Tragseilen noch an einem Steuerseil, das mit einem unter Federwirkung stehenden, beweglichen Bolzen verbunden ist, der durch seine Bewegung den Zutritt der Druckluft zum Zylinder *a* regelt und zwar in ähnlicher Weise wie bei der Anordnung nach Fig. 14 der Stromschluß für den Motor hergestellt wird. Zur Verteilung der Druckluft dienen Dreiweghähne, deren Küken mit Hebeln versehen sind, die mit dem erwähnten beweglichen Bolzen in Verbindung stehen. Die Zuführung der Druckluft zum Zylinder *a* erfolgt durch einen Schlauch, der sich in gleicher Weise wie das Steuerseil auf- und abwickelt.

Zum Schluß soll noch ein Greifer der *Brown Hoisting Machinery Company* in Cleveland, V. St. A. (D. R. P. 172 694) Erwähnung finden, bei dem die Mittel zum Oeffnen und Schließen der Greiferhälften nichts Besonderes aufweisen, der aber dadurch ausgezeichnet ist, daß

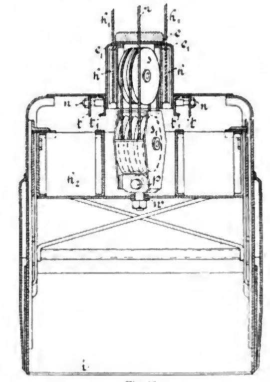


Fig. 16.

der Unterteil des Greiferrahmens mit dem Oberteil lösbar verbunden ist, infolgedessen der Greifer auch in einer um 90° aus der normalen gedrehten Lage benutzt werden kann.

Dies ist z. B. beim Be- und Entladen von Schiffen von Wichtigkeit, bei welchen die Längsachse der Luken nicht in der Richtung der Längsachse der Greifer liegt. Während früher ein besonderer Arbeiter erforderlich war, der an den Luken den Greifer jedesmal in die richtige Lage brachte, ist dies hier nicht nötig. In Fig. 16 ist dieser Greifer in einem Längsschnitt zur Darstellung gebracht.

Die Greiferhälften stehen wie gewöhnlich durch Zugstangen mit dem Querhaupt h_2 in Verbindung.

Das Querhaupt h_2 ist an die Unterflasche s_1 des das Oeffnen und Schließen des Greifers bewirkenden Flaschenzuges drehbar mittels des Zapfens w, der durch den Bolzen p mit der Unterflasche verbunden ist, angeschlossen. Die Oberflasche s des Flaschenzuges ist in einem aus den Platten $e\, e_1$ gebildeten Rahmenoberteil gelagert, der im Querschnitt quadratische Form besitzt. In diesem Rahmenoberteil sind auch die Rollen h gelagert, um die die Hubseile h_1 geschlungen sind, r ist das zum Oeffnen und Schließen dienende Flaschenzugseil. Mit dem Unterteil des Greiferrahmens sind Querschienen $t\, t_1$ verbunden, die mittels der Bolzen n zur Verbindung des Unterteils mit dem Oberteil dienen. Soll der Greifer in einer um 90° aus der normalen verdrehten Stellung benutzt werden, so wird nach Lösen der Bolzen n der Unterteil um 90° gedreht und in dieser Lage mit dem Oberteil durch die Bolzen n verbunden, wobei natürlich für diese Bolzen an passender Stelle Löcher vorgesehen sein müssen.

Die Weltausstellung in Lüttich.

Das Eisenbahnwesen, mit besonderer Berücksichtigung der Lokomotiven.

Von Ingenieur **M. Richter,** Bingen.

(Fortsetzung von S. 132 d. Bd.)

24. $^4/_4$ *gek. Schiebdienst-Tenderlokomotive*, Gattung 23 der belgischen Staatsbahnen, mit Zwillings-Naßdampfmaschine, gebaut von der „*Société Anonyme des At. de Constr. de Boussu*", Boussu (Belgien), 1905. Fabriknummer 155, Betriebsnummer 793.

25. Dieselbe Gattung, gebaut von der „*Société Anonyme de Marcinelle et Couillet*" (Belgien) 1905, Fabriknummer 1405, Betriebsnummer 792 (Fig. 43).

Die Bauart ist altbewährt und schon seit 1865 ungefähr eingeführt. Sie ist bestimmt für den Verschieb- (Abroll-) und vor allem Nachschubdienst auf Strecken mit

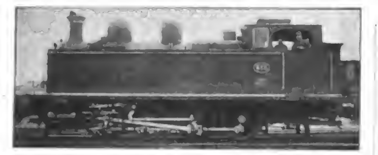


Fig 43. Schiebedienst-Tenderlokomotive der belg. Staatsbahnen

sehr starken Steigungen, wie z. B. auf der „schiefen Ebene" Lüttich—Ans mit Steigung von 1 : 32. In bezug auf Zugkraft kann sie der Größe des Kessels und dem Gewicht nach hohe Fähigkeiten entwickeln und besitzt auch der Größe der Vorräte nach beträchtlichen „Aktionsradius". In der Gesamtanordnung ist sie möglichst einfach gehalten und daher billig in der Unterhaltung.

Der Kessel hat *Belpaire*-Büchse mit mäßig tiefem Rost für Kohlen- oder gemischte Brikettfeuerung. Die Heizfläche ist durch Anwendung von verhältnismäßig sehr vielen kurzen Rohren äußerst energisch gemacht, wenn auch auf Kosten des Kohlenverbrauchs. Der Dom sitzt hinter dem Kamin und enthält den Regler als Doppelsitzkegelventil; die Einströmrohre liegen außerhalb des Kessels, um innen an Platz zu sparen. Das doppelte Sicherheitsventil nach *Wilson-Klotz* sitzt, wie immer, über der Feuerkiste.

Der Langkessel, aus zwei in der Rundnaht stumpf mit Laschennietung zusammengestoßenen Schüssen bestehend, hat in der Längsnaht Zackenlaschen und ist auch an die Rauchkammer bezw. vordere Rohrwand, stumpf angesetzt. Letztere ist mit der Stehkesselhinterwand und Feuerbüchsrohrwand durch eine Reihe von Längsankern gut versteift.

Mit Rücksicht auf die vom Befahren der Steigungen herrührende starke Veränderlichkeit der Lage des Wasserspiegels im Kessel ist die Feuerbüchsdecke rückwärts abschüssig gelegt. Um an Rostbreite zu gewinnen, ist, was bei den kleinen Rädern ohne weiteres zu erzielen war, der Kessel so hoch gelegt, daß die Feuerbüchse auf die Rahmen zu stehen kam, welche zu diesem Zweck an der betreffenden Stelle abwärts etwas ausgeschnitten sind. Der Rost jedoch ist trotz der wagerechten Fußkante der Kiste ziemlich geneigt und im vordersten Teil kippbar, ein Feuergewölbe jedoch fehlt. Unterstützt ist die Feuerkiste von den zwei hinteren Achsen, während Rauchkammer und Zylinder überhängen.

Die dritte Achse ist Triebachse. Die Steuerung ist die *Walschaert*sche; die Umsteuerung liegt, wie bei allen älteren belgischen Typen, rechts. Die Schieber, einfache Flachschieber, haben amerikanische Entlastung.

Die Rahmen liegen innen. Die Federn sind sämtlich Blattfedern über den Achsbüchsen und sind zwischen der ersten und zweiten, sowie der dritten und vierten Achse durch Ausgleichhebel, in Schneiden gelagert, verbunden; schon in der Ruhelage sind die Federn, wie bei allen *Belpaire*schen Typen, überbogen.

In die kurze Rauchkammer hinein ist das außen verkleidete, konische Kamin verlängert und an die Verlängerung schließt sich ein einfacher Funkenfangkorb an, der sich auf das unveränderliche Blasrohr aufsetzt. Der Windschirm auf dem Kamin kann für die entgegengesetzte Fahrtrichtung umgeklappt werden.

Die Wasserkästen liegen beiderseits des Kessels und enden ebenflächig mit der Rauchkammertürwand. Zwischen Wasserkasten und Führerhaus in einer Linie sind Werkzeugkasten und Kleiderkasten untergebracht; ein großer Kohlenkasten bildet den hinteren Abschluß des gut geschützten und ventilierten Führerhauses, dessen Boden ziemlich hoch liegt.

Sehr kräftig ist der hintere Kupplungskasten aus Platten und Winkeln gebildet, und ebenso sind auch zwischen den Zylindern die Rahmen stark versteift, womit auf die im Schieb- und Verschiebdienst unvermeidlichen Stöße gebührend Rücksicht genommen ist. Zum Mitfahren für Manövriermannschaft befinden sich am Vorder- und Hinterende der Lokomotive Trittbretter und Geländer.

Der große Sandkasten bedient von vorn die dritte, von hinten die zweite Achse. Die dritte und vierte Achse werden einseitig von Hand oder mit Dampf gebremst. Außerdem soll *Westinghouse*-Bremsung eingerichtet werden; infolge Raummangels wurden zu diesem Zweck auf die erste und zweite Achse Bremsscheiben aufgekeilt.

Zylinderdurchmesser		mm	480
Kolbenhub		"	600
Triebraddurchmesser		"	1262
Kesseldruck		at	12
Rohre	Anzahl	—	264
	Durchmesser	mm	40/45
	Länge (zw. Wänden)	"	3500
Heizfläche (feuerberührt)	Rohre	qm	116,38
	Feuerkiste	"	9,02
	im ganzen	"	125,4
Rostfläche		"	2,24
Radstand		m	4,3
Gewicht	leer	t	51,26
	im Dienst / Triebachslast	"	65,6
Vorräte	Wasser	"	7,0
	Kohlen	"	3,0
Zugkraft ($\alpha = 0.5$)		kg	6800
Größte Geschwindigkeit		km/Std.	50

Zur Zeit bestehen 65 Stück dieser Gattung.

26. $^2/_5$ gek. *Personenzug-Tenderlokomotive*, Gattung 15 der belgischen Staatsbahnen, mit Zwillings-Naßdampfmaschine, gebaut von der *„Société Anonyme des Ateliers du Thiriau"*, La Croyère (Belgien) 1905, Fabriknummer 50, Betriebsnummer 1060.

Ein Muster der Gattung 15 war bereits 1900 in Paris vertreten, damals noch genau nach dem englischen Vorbild (Great Northern Ry), mit einer zwischen den beiden Triebachsen hängenden, sehr tiefen Feuerkiste für langflammige Kohle. Die jetzige Ausführung kennzeichnet sich zum Unterschied davon durch höher liegenden Kessel mit einer mäßig tiefen, über die Kuppelachse gelegten, verliegen, Umsteuerung rechtsliegend mit Hebel, Schraube und Dampf. Hub der Antriebskurbeln größer als derjenige der Kuppelkurbeln. Drehgestell nach englischem Muster mit verschiebbarer Mittelauflage. Federn der Triebachsen voneinander unabhängig, an der Triebachse selbst Schraubenfedern, im übrigen Blattfedern. Alles wie bereits beschrieben.

Hier sind die Zylinder, um der Auflage des Drehgestells bequem Platz zu schaffen, unter 1 : 20 geneigt. Die *Westinghouse*-Bremse wirkt auf die Triebachsen einseitig, ebenso auch in der bekannten Weise auf die Achsen des Drehgestells. Jedes Triebrad hat seinen Sandstreuer, jedoch nur für je eine Fahrtrichtung: Vorderachse vorwärts — Hinterachse rückwärts; daher die zugehörige Lage der Sandkästen unter dem Laufblech.

Die Wasserbehälter liegen seitlich vom Kessel; der Kohlenbehälter ist, um Ueberhang zu zu vermeiden, von einer seitlich um je 24 mm verschiebbaren Laufachse unterstützt. Bei dieser Achsenanordnung läuft die Maschine auch bei den höchsten Geschwindigkeiten so ruhig wie dies seitens der $^2/_5$ gek. Schnellzuglokomotiven bekannt ist. Daher auch die zulässige Geschwindigkeit von 100 km/Std.; im Betrieb ist allerdings 80 km/Std. im allgemeinen das höchste.

Bis jetzt sind 65 Stück dieser Gattung eingestellt; ihr Dienst ist die Beförderung von Vorortzügen und gemischten Zügen und sie haben sich als sehr vielseitig verwendbar erwiesen. Eine dieser Lokomotiven ist mit Ueberhitzer ausgestattet und war ebenfalls ausgestellt, nämlich:

27. $^2/_5$ gek. *Personenzug-Tenderlokomotive*, Gattung 15 der belgischen Staatsbahnen, mit Zwillings-Heißdampfmaschine, gebaut von *Zimmermann-Hanrez & Co., Monceau s/Sambre* (Belgien) 1905, Fabriknummer 620, Betriebsnummer 1061.

Diese Lokomotive ist nicht nur äußerlich in der Gesamtanordnung, sondern auch in den Hauptabmessungen



Fig. 44. Vorort-Tenderlokomotive der belg. Staatsbahnen.

längerten Feuerkiste. Die Leistungsfähigkeit des Kessels ist mit der so erhaltenen größeren Rostfläche und der Verwendbarkeit von Brikettfeuerung bedeutend gestiegen (Fig. 44).

Von der Anordnung der Achsen und Vorratskästen abgesehen, stimmt diese ebenfalls normal gewordene neuere Bauart mit den übrigen „englischen" Typen der belgischen Staatsbahnen, d. h. mit der $^3/_3$ gek. Güterzug- und der $^2/_4$ gek. Schnellzuglokomotive überein.

Kessel aus zwei Schüssen, Dom auf dem hinteren Schuß gegen Kesselmitte zu, Feuerkiste mit runder Decke, welche das *Wilson-Klotz*sche Sicherheitsventil trägt, langer geneigter Rost aus fünf Lagen, deren vorderste kippbar ist; Feuergewölbe. Innere Zylinder, zusammengeschraubt, da die Schieberkästen senkrecht zwischen den Zylindern mit der vorigen fast identisch. Den einzigen Unterschied bildet eben wie bei den $^3/_3$ gek. Gattungen, der *Schmidt*sche Ueberhitzer, eingebaut in drei übereinander liegenden Reihen zu je fünf Flammrohren; (Anordnung wie bei Fig. 4b S. 85, 6b S. 114 und 15c S. 258, 1906); damit in Verbindung steht wieder die Anordnung der Heißdampfmaschine, deren Kolbenschieber über den Zylindern liegen und durch Zwischenhebel von der *Stephenson*-Steuerung angetrieben werden; die Zylinder sind, um den Vorteil geringerer Füllungsgrade ausnutzen zu können, um 30 mm im Durchmesser gegen die gleichartige Naßdampfmaschine vergrößert. Ueber dem Drehgestell ist die *Ritter*sche Schmierpresse montiert.

Die Abmessungen der $^2/_5$ gek. Naßdampf- und Heißdampf-Tenderlokomotive sind hier zusammengestellt.

		Naßdampf	Heißdampf
Zylinderdurchmesser	mm	440	470
Kolbenhub	"	610	
Triebraddurchmesser	"	1800	
Kesselüberdruck	at	12	
Heizrohre: Länge (zw. Wänden)	mm	3122	
Heizrohre: Durchmesser	"	45/40	45/40 127/118
Heizrohre: Anzahl	—	218	132 15
Heizfläche: Rohre (innen)	qm	85,52	69,15
Heizfläche: Feuerbüchse	"	11,70	11,72
Heizfläche: Ueberhitzer	"	—	16,98
Heizfläche: im ganzen	"	97,22	97,85

		Naßdampf	Heißdampf
Rostfläche	"	2,52	
Vorräte: Wasser	t	6,5	
Vorräte: Kohle	"	2,5	
Gewicht: im Dienst	"	64,0	66,0
Gewicht: Triebachslast	"	34,2	35,0
Zugkraft	kg	3950	4260
Grösste Geschwindigkeit	km/St.	100	

(Fortsetzung folgt.)

Graphodynamische Untersuchung einer Heusinger-Joy-Steuerung.

Ein Beitrag zur Erkenntnis der Bewegungsverhältnisse der Steuerungsgetriebe.

Von Dipl.-Ing. **Eduard Dafinger**, München.

(Fortsetzung von S. 138 d. Bd.)

Fig. 20. Gegeben ist die Beschleunigung F_j und gesucht wird die Beschleunigung des Punktes T. Diese Beschleunigung T_j würde sich sehr einfach aus der Beziehung ergeben:

$$\triangle G T T_j \sim \triangle G F F_j.$$

Fig. 20.

Die daraus abgeleitete Konstruktion ist jedoch hier nicht ausgeführt, da es in diesem ganz speziellen Fall für die Genauigkeit der Resultate von Vorteil ist Normalbeschleunigung und Tangentialbeschleunigung einzeln zu bestimmen und hernach geometrisch zu addieren. Das führt zu der folgenden Konstruktion.

T_j setzt sich aus der Tangentalbeschleunigung T_t und der Normalbeschleunigung T_n zusammen. Die letztere kann nach Fig. 10 bestimmt werden, da die Geschwindigkeit T_v bekannt ist. Die Tangentialbeschleunigung T_t kann nach der Gleichung

$$T_t = G\,T\,.\,\varepsilon$$

bestimmt werden, wobei ε die Winkelbeschleunigung des Systems $F\,G\,T$ ist. Diese Winkelbeschleunigung wird aus der bekannten Tangentialbeschleunigung des Punktes F bestimmt. Es ist:

$$\varepsilon = F_t : G\,F.$$

Somit ergibt sich für

$$T_t = G\,T\,.\,\frac{F_t}{G\,F} = F_t\,.\,\frac{G\,T}{G\,F}.$$

T_t wird an T so angetragen, daß sie der Richtung der Winkelbeschleunigung entspricht und dann mit der Normalbeschleunigung $T\,T''$ zur Resultierenden T_j zusammengesetzt. T_j ist die gesuchte Beschleunigung des Punktes T.

Fig. 21. Die bis jetzt noch nicht behandelten Steuerungsteile erhalten einen doppelten Antrieb; einesteils durch den um G drehbaren mit $F\,G$ fest verbundenen Hebel $G\,T$ und andernteils durch den Kreuzkopf im Punkte O. Die Beschleunigungen von T und O sind gegeben; es sollen die Beschleunigungen der Punkte H, I, L, M und N gesucht werden. Zur Lösung dieser Aufgabe wird der folgende Weg eingeschlagen.

Man denke sich zuerst das Gelenk F gelöst, so daß das System $F\,G\,T$ sich um G frei drehen kann, ohne auf das Getriebe eine Bewegung einzuleiten.

Ferner denke man sich bei dem Punkte M eine Bewegung so eingeleitet, daß M sich ohne Beschleunigung mit der konstanten Geschwindigkeit M_v bewegt. M_v ist die Geschwindigkeit des Punktes M, die er als Punkt des Steuerungsgetriebes augenblicklich hat. An den momentanen Geschwindigkeiten der übrigen Gelenkpunkte, einschliesslich des Punktes T wird dadurch nichts geändert, während die Beschleunigungen dieser Punkte aus-

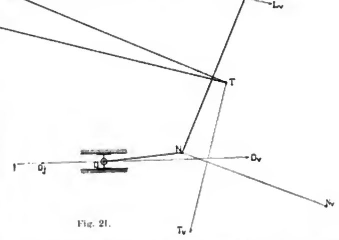


Fig. 21.

schließlich des Punktes O im allgemeinen andere sein werden als unter der ursprünglichen Voraussetzung, daß die zweite Bewegung durch das System $F\,G\,T$ eingeleitet wird. Die

Beschleunigungen, die den Punkten I, H, L, N und T erteilt werden, wenn in M eine Bewegung von der konstanten Geschwindigkeit M_v in das Getriebe eingeleitet

Fig. 22.

wird, sollen in den folgenden Fig. 22—24 bestimmt werden.

Fig. 22. Gegeben ist die Beschleunigung des Punktes O und gesucht werden die Beschleunigungen der Punkte N und L. Ferner ist noch bekannt, daß M sich mit konstanter Geschwindigkeit bewegt. Nach Fig. 11 trägt man O_j in N parallel an und fügt daran ihrer Richtung und Größe nach die Normalbeschleunigung der Relativbewegung des Punktes N um O. Durch den Endpunkt

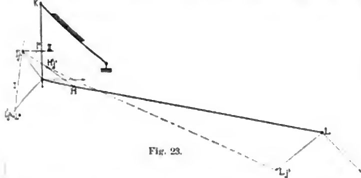


Fig. 23.

N''' des so erhaltenen Linienzuges $N\,O'_j\,N'''$ wird ein Lot auf $N\,O$ gefällt, das der erste geometrische Ort I für $N_{j'}$ ist. Der zweite geometrische Ort II ist das Lot in

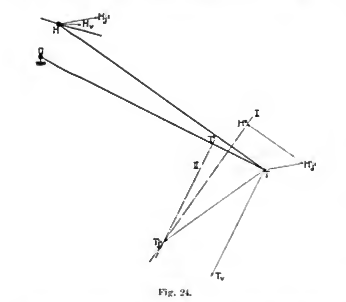


Fig. 24.

N' auf $M\,N$, wobei $N\,N'$ die Normalbeschleunigung der Relativbewegung des Punktes N um M ist. Das Aufsuchen der Normalbeschleunigungen der Relativbewegungen ist in Fig. 11 erläutert. Die Verbindungslinie des Schnittpunktes von I und II mit N gibt die gesuchte Beschleunigung $N_{j'}$.

Die Konstruktion der Beschleunigung von L geschieht nach Fig. 14 und gestaltet sich hier sehr einfach, da die Beschleunigung von $M = O$ ist. Der Endpunkt von $N_{j'}$

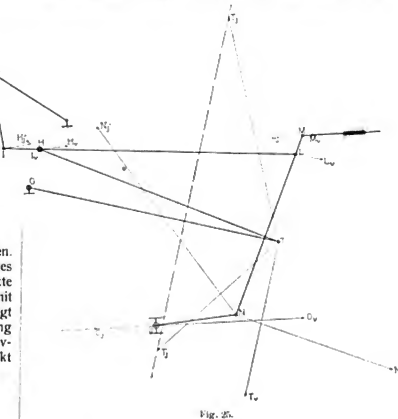


Fig. 25.

wird mit M verbunden und bis zu dieser Verbindungslinie durch L eine parallele Gerade zu $N_{j'}$ gezogen, die dann ihrer Größe und Richtung nach die gesuchte Beschleunigung $L_{j'}$ des Punktes L ist.

Fig. 23. Gegeben ist die Beschleunigung des Punktes L. Es sollen die Beschleunigungen der Punkte I und H bestimmt werden. Dabei sei darauf hingewiesen, daß auch diese Figur mit der vorstehenden und der folgenden in keinem Zusammenhang steht, daß die gegebenen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen, sowie die gegenseitige Lage der Stangen mit Rücksicht auf die Erzielung einer deutlichen Figur frei gewählt wurden. Die Bestimmung der gesuchten Beschleunigungen wird nach Fig. 13 durchgeführt. $L_{j'}$ wird parallel an I angetragen und daran die Normalbeschleunigung der Relativbewegung des Punktes I um L gefügt. Im Endpunkte L''' dieses Linienzuges $I\,L'_{j'}\,L'''$ wird ein Lot auf $L\,I$ errichtet, das der erste geometrische Ort I für $I_{j'}$ ist. Die Normalbeschleunigung der Drehung von I um K wird nach Fig. 10 bestimmt und ist Größe und Richtung nach $I\,I''$. Ein Lot in I'' auf I K ist der zweite geometrische Ort II für die gesuchte Beschleunigung $I_{j'}$.

Um $H_{j'}$ zu finden, wird nach Fig. 13 der Endpunkt der Beschleunigung $I_{j'}$ mit dem Endpunkt der Beschleunigung $H_{j'}$ verbunden und diese Verbindungslinie in dem gleichen Verhältnis geteilt, in welchem der Punkt H die Strecke $I\,L$ teilt. Die Verbindungslinie des Teilpunktes mit H ist die gesuchte Beschleunigung $H_{j'}$.

Fig. 24. Gegeben ist die Beschleunigung des Punktes H und gesucht soll diejenige des Punktes T werden. Nach Fig. 13 trägt man $H_{j'}$ an T parallel an und fügt an $H'_{j'}$ die Normalbeschleunigung der Relativbewegung des Punktes T um H. Im Endpunkte H''' des so erhaltenen Linienzuges $T\,H'_{j'}\,H'''$ wird ein Lot auf $H\,T$ errichtet, das der erste geometrische Ort I für $T_{j'}$ ist. Die Normalbeschleu-

nigung der Drehung von T um G wird nach Fig. 10 bestimmt und ist $T T''$. Das Lot in T'' auf $G T$ ist der geometrische Ort II für die gesuchte Beschleunigung $T_{j'}$. Die

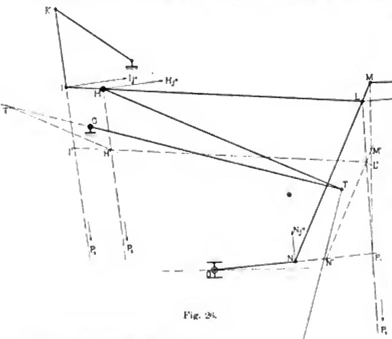


Fig. 26.

Verbindungslinie des Schnittpunktes von I und II mit T ist die Beschleunigung des Punktes T.

Fig. 25. Die in den vorstehenden Figuren bestimmten Beschleunigungen der Punkte T, H, I, L und N sind unter der Annahme gefunden, daß man in das Getriebe zwei Bewegungen einleitet, und zwar bei M die konstante Geschwindigkeit M_v und bei dem Punkte O eine Bewegung von der Geschwindigkeit O_v und der Beschleunigung O_j. Die Bewegung sämtlicher Punkte wird die gleiche bleiben, wenn man sich nicht in M die gleichförmige Bewegung, sondern bei T die Bewegung von der Geschwindigkeit T_v und der Beschleunigung $T_{j'}$ eingeleitet denkt. Wäre nun zufällig $T_{j'} = T_j$, so könnte man den Hebel $G F$ im Punkte F mit der Stange $E F$ wieder gelenkig verbinden. Die Beschleunigungen $T_{j'}$ und T_j haben aber die gleiche Normalbeschleunigung $T T'$, denn diese hängt nur von der Geschwindigkeit T_v und dem Krümmungshalbmesser $T G$ der Bahn des Punktes T ab; und diese beiden Größen sind durch die Lösung des Gelenkes in F nicht beeinflusst worden. Um also für den Punkt T die gleiche Bewegung zu erhalten, wie er sie tatsächlich durch das System $F G T$ erteilt bekommt, muß der oben bestimmten Bewegung des losen Hebels noch eine zusätzliche Tangentialbeschleunigung von der Größe $T_{j'} T_j$ erteilt werden, die so gerichtet ist, dass sie mit $T_{j'}$ geometrisch zusammengesetzt die Beschleunigung T_j ergibt. Diese zusätzliche Tangentialbeschleunigung wird die Beschleunigungen sämtlicher Gelenkpunkte ausschließlich des Punktes O ändern, so daß auch die Beschleunigung des Punktes M statt Null eine bestimmte Größe werden wird.

Fig. 26. Gegeben sind die in den vorigen Figuren gefundenen Beschleunigungen der Gelenkpunkte T, I, H, L, M und N, sowie die Beschleunigung O_j. Das sind die Beschleunigungen, wenn bei T die Geschwindigkeit T_v und die Beschleunigung $T_{j'}$, sowie bei O die Kreuzkopfbewegung eingeleitet wird. Dem Punkte T wird die zusätzliche Tangentialbeschleunigung $T_{j''}$ erteilt. Es sollen die dadurch zu den in dieser Figur gegebenen Beschleunigungen hinzukommenden Beschleunigungskomponenten bestimmt werden. Diese Beschleunigungskomponenten werden nach Fig. 12 wie Geschwindigkeiten behandelt und demgemäß aufgesucht. Punkt O wird dabei als fester Punkt gedacht. Die Polstrahlen des Getriebes sind in Fig. 7 schon bestimmt worden. Die Tangentialbeschleunigung $T_{j''}$ wird auf dem Polstrahl $G T$ des Systems $H T$ abgetragen und durch den Endpunkt T' der lotrechten Tangentialbeschleunigung $T T'$ eine parallele Gerade zu $H T$ gezogen. Diese schneidet auf dem Polstrahl $H P_2$ die lotrechte Tangentialbeschleunigung $H H'$ ab. Eine parallele Gerade durch H' zu $I L$ gibt auf $I P_2$ und $L P_2$ die lotrechten Tangentialbeschleunigungen $I I'$ und $L L'$. Durch L' wird noch eine parallele Grade zu $M N$ gezogen, die auf $M P_1$ und $N P_1$ die lotrechten Tangentialbeschleunigungen der Punkte M und N abschneidet. Ebenso wie bei den Geschwindigkeiten werden die lotrechten Tangentialbeschleunigungen senkrecht zum Polstrahl so angetragen, daß sie mit der jeweiligen Ausgangsgröße das betreffende System in derselben Drehrichtung um den Pol beschleunigen. Die so gefundenen Beschleunigungen sind $H_{j''}$, $I_{j''}$, $L_{j''}$, $M_{j''}$ und $N_{j''}$.

Fig. 27. In dieser Figur werden die in den beiden vorhergegangenen Fig. 25 und 26 eingezeichneten Beschleu-

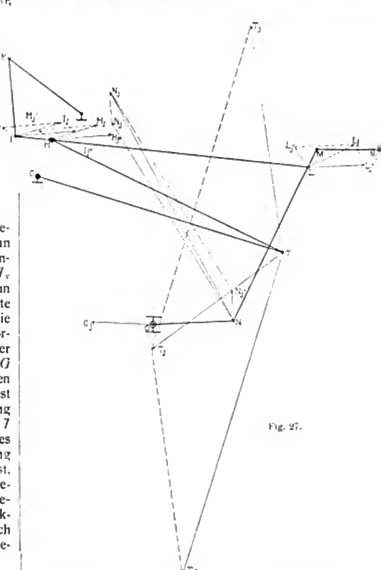


Fig. 27.

nigungskomponenten j' und j'' zur resultierenden j zusammengesetzt. Diese Resultierende ist dann die Beschleunigung der Punkte I, H, L, M und N, wenn bei T die Bewegung des Systems $F G T$ und beim Punkte O die Kreuzkopfbewegung gleichzeitig in das Getriebe eingeleitet wird.

Damit ist der zweite Teil der Aufgabe gelöst. Danach ist es möglich, zu den im ersten Teil gefundenen Geschwindigkeiten die jeweiligen Beschleunigungen den ganzen Steuerungsgetriebes zu bestimmen. Es bleibt nun nur noch übrig die Untersuchung der Massenwirkung des bewegten Steuerungsgetriebes.

(Fortsetzung folgt.)

Die Reibungsmaschine von Hopps.

Die Reibungsmaschine, deren Beschreibung wir „Engineering" 1906 entnehmen, ist von *Hopps*, dem Leiter des Ingenieurlaboratoriums am Coopers Hill College, konstruiert zum Prüfen sowohl von Schmierölen als auch von Lagerschalen und Wellen.

Die Probewelle ist ein auswechselbarer, senkrecht stehender und am oberen Ende angetriebener Stirnzapfen

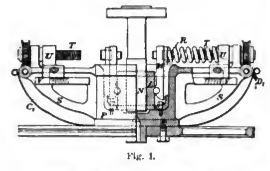


Fig. 1.

N (Fig. 1), gegen den die Lagerschalen *L* durch Hebel *M* angepreßt werden. Das Ganze steckt in dem Oelbehälter *P*. Bestimmt wird das Moment, welches auf Drehung des Oelbehälters hinwirkt.

Die Anordnung der Maschine zeigt Fig. 2. Das Gestell *A* trägt zwei in der Höhenrichtung einstellbare Böcke *B* und *C* von gleicher Ausladung. Der obere Bock

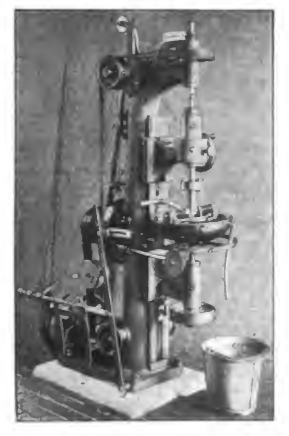


Fig. 2. Reibungsmaschine von Hopps.

nimmt das Lager *D* für die Welle *E* auf, an deren unteres Ende die Probewelle angeschlossen wird.

Das Lager ist sehr lang gehalten, damit sichere Führung gegeben und der Abnutzung vorgebeugt ist.

Der Antrieb der Welle *E* erfolgt von dem Riemen *H* aus über zwei mit dem Maschinengestell verbundene Vorgelege durch den über zwei Rollen *G* geleiteten endlosen Riemen *F*. Der Riemen *H* kommt von einem Reibungsvorgelege, mit dem die Geschwindigkeit in weiten Grenzen geändert werden kann.

Die Ausrückvorrichtung zur Ueberführung des Riemens *H* von Fest- auf Losscheibe und umgekehrt wird durch den bei *J* drehbaren Hebel betätigt. An ihm ist das Gewicht *I* so angebracht, daß der Schwerpunkt des Ganzen etwas nach links über dem Drehpunkt *J* liegt. Durch das geringe Uebergewicht wird die Riemengabel in der dem Antrieb entsprechenden Lage gehalten. Sobald aber der oben erwähnte Oelbehälter wegen übermäßiger Reibung zwischen Lager und Probewelle von der letzteren mit herumgenommen wird, wird der Ausrückhebel durch einen über die Scheibe *K* geleiteten Schnurzug selbsttätig nach rechts umgelegt und die Maschine stillgestellt. Hierdurch sind Beschädigungen der Welle oder der Lagerschalen vermieden.

Die Kraft, mit der die Hebel *M* (Fig. 1) die Lagerschalen *L* an den Probezapfen anpressen, wird durch Anspannen der Federn *R* mittels der Schrauben *T* erzeugt und an der Stellung der Muttern *U* zu den Skalen *V* abgelesen. Das Hebelverhältnis ist 1:3.

Ueber die Bestimmung des Kraftmaßstabes ist in unserer Quelle nichts gesagt; ebenso fehlen Angaben darüber, ob und wie beim Versuch die Einflüsse berücksichtigt werden, welche die etwaigen Unterschiede in den Durchmessern der Probewellen und in den Dicken der Lagerschalen, sowie die Durchbiegungen der Hebel *M* und die Eindrucktiefen der Hebeldruckpunkte in die Lagerschalen auf die Kraftablesung haben können.

Mit dem Boden des Oelbehälters ist die Schnurscheibe *K* verschraubt und oberhalb der letzteren die Schale C_1 angeordnet zum Durchlassen von Kühlwasser. Das Ganze ist von einer feinen gehärteten Stahlspitze getragen, die mit der Spindel in dem unteren Lagerblock *B* (Fig. 2) verbunden ist. Die Reibung in dieser Spitzenlagerung, die bei Bestimmung der Reibung zwischen Probewelle und Lager zu berücksichtigen ist, dürfte sehr gering sein, da nur das Eigengewicht des Oelbehälters und der an ihn angeschlossenen Teile auf der Spitze ruht.

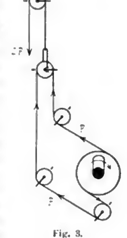
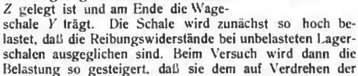


Fig. 3.

Die Umdrehungsrichtung der Welle *E* ist so gewählt, daß der Oelbehälter und die Schnurscheibe *K* im Sinne des Uhrzeigers durch die Reibung mitgenommen werden. Von dem Umfang der Scheibe *K* ist nun nach Maßgabe der schematischen Darstellung Fig. 3 ein Zugband über Leitrollen und über die Scheibe *X* (s. a. Fig. 2) geführt. Letztere ist von einer Schnur getragen, die über die Scheibe *Z* gelegt ist und am Ende die Wageschale *Y* trägt. Die Schale wird zunächst so hoch belastet, daß die Reibungswiderstände bei unbelasteten Lagerschalen ausgeglichen sind. Beim Versuch wird dann die Belastung so gesteigert, daß sie dem auf Verdrehen der



Scheibe K hinwirkenden Reibungsmoment das Gleichgewicht hält.

Bezeichnet $2P$ das Zusatzgewicht auf der Schale,
R den Halbmesser der Scheibe K,
r „ „ „ Probewelle,
D den Druck auf die Lagerschale und
μ den Reibungskoeffizienten,

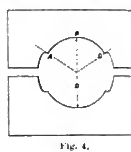
so ist

$$\mu = \frac{2PR}{rD}.$$

Die Lagerschalen werden nach Lehren bearbeitet und genau auf die Probewelle aufgepaßt (s. Fig. 4). Die Länge des Bogens ABC jeder Schale ist gleich dem Durchmesser der Welle.

Für vergleichende Versuche mit Oelen sind Lager aus Rotguß, bestehend aus 90 v. H. Kupfer und 10 v. H. Zinn, und eine im Einsatz gehärtete schmiedeeiserne Welle verwendet. Die Wärme der Lagerschalen wurde an Thermometern abgelesen, die in die Schalen eingelassen waren. Die Umdrehungsgeschwindigkeiten der Welle betrugen 30,5, 61 und 122 m in der Minute. Die Belastung der Lagerschalen wurde in der Regel bis 56 kg/qcm gesteigert und die Reibung nach Laststeigerungen um je 7 kg/qcm ermittelt.

Die mitgeteilten Versuchsergebnisse erstrecken sich auf Versuche mit verschiedenen Oelen, verschiedenen Lagermetallen und verschiedenem Wellenmaterial. Aus Raummangel müssen wir es uns versagen, auf Einzelheiten näher einzugehen. Erwähnt sei jedoch noch, daß die Maschine auch zur Bestimmung der Zähigkeit (Viskosität) von Oelen benutzt wird. Hierzu wird ein Kessel, der das zu prüfende Oel enthält, mit dem oberen Ende der in B gelagerten Spindel verbunden und von der nun stillstehenden oberen Spindel aus ein leichter Schwimmer an einem dünnen Stahldraht in das Oel hineingehängt. Alsdann werden die untere Spindel und das Oelgefäß durch die aus Fig. 2 ersichtlichen Scheiben in Umdrehung versetzt, und die Verdrehungen des Drahtes als Vergleichswerte für die Zähigkeit der Oele bestimmt. *Rudeloff.*


Fig. 4.

Die Härte der Gefügebestandteile des Eisens.

Kürzlich wurden in einem besonderen Bande des Journal of the Iron and Steel Institute[1]) die Forschungsarbeiten der Inhaber des Carnegiestipendiums veröffentlicht. Eine dieser Arbeiten von *Boynton* befaßt sich mit der Härte der Gefügebestandteile des Eisens. *Boynton* hat für diese Untersuchungen den Härtemesser von *Jaggar* gewählt.

Der Apparat[2]) besteht im wesentlichen aus einem wagerecht angeordneten, um eine wagerechte Achse drehbaren Wagebalken, der eine von einem Schnurlauf gedrehte senkrechte Achse trägt. In das untere Ende dieser Achse ist ein Diamant eingesetzt. Dasjenige Ende des Wagebalkens, an dem sich der Diamant befindet, wird durch Gewichte beschwert. Der zu prüfende Gegenstand wird unter die sich drehende Diamantspitze gebracht, so daß sie sich in seine Oberfläche hineinbohrt. Da der Wagebalken stets mit demselben Gewicht belastet wird, so kann die Anzahl der Umdrehungen des Diamanten, die erforderlich war, um stets die gleiche Bohrtiefe zu erzielen, als Härtemaßstab dienen. Die in den folgenden Tabellen angegebenen Härtezahlen sind also nichts anderes als die zur Erzielung der festgesetzten Bohrtiefe erforderliche Umlaufszahl des Diamanten. Die in den Tabellen angegebenen Zahlen sind das Mittel von mindestens fünf verschiedenen Versuchen. Die Abweichung der einzelnen Werte vom Mittelwert betrug nicht mehr als $\pm$ 4,8 v. H. Als Bohrtiefe wurde $^1/_{100}$ mm festgesetzt. Sie wird mit Hilfe eines wagerecht angeordneten Mikroskops aus der Bewegung des Wagebalkens abgelesen. Der Apparat macht 25 Umläufe in der Minute, die durch ein besonderes Zählwerk gezählt werden. Zum Bohren wird die gut ausgebildete Spitze eines Diamanttetraeders benutzt. Die Belastung der Diamantspitze beträgt 20 gr. Sie hatte sich selbst nach sehr starkem Gebrauch nicht abgenutzt, wie durch Versuche mit stets dem gleichen Probestück und durch sorgfältige Inaugenscheinnahme nachgewiesen wurde.

Untersucht sind die in Tab. 1 aufgeführten Eisensorten. Alle Proben wurden zunächst auf 1000° erhitzt und langsam erkalten gelassen, um den Einfluß der vorausgegangenen Behandlung zu beseitigen und größere Kristalle zu erhalten.

Tabelle 1.

Verzeichnis des Probematerials.

No.	Material-Art	Gehalt n v. H. an *C*	*Si*	*Mn*	*P*	*S*
1	Elektrolyt. Eisen	—	—	—	0,0125	—
2	Schweißeisen	0,025	0,225	0,125	0,216	0,015
3	„	0,12	0,240	0,350	0,130	0,027
4	Tiegelstahl	0,035	0,090	0,030	0,009	0,007
5	Bessemerstahl	0,065	0,015	0,275	0,102	0,054
6	„	0,13	0,043	0,460	0,062	0,016
7	„	0,20	0,031	0,360	0,046	0,046
8	Tiegelstahl	0,35	0,14	—	0,012	0,012
9	Bessemerstahl	0,45	0,16	0,72	0,075	0,033
10	„	0,48	0,13	0,33	0,032	0,013
11	Tiegelstahl	0,58	0,09	0,12	0,011	0,025
12	Bessemerstahl	0,68	0,18	0,332	0,042	0,041
13	Tiegelstahl	0,86	0,241	0,193	0,013	0,010
14	„	0,91	0,19	0,150	0,013	0,013
15	„	1,24	0,14	0,140	0,010	0,014
16	„	1,52	0,137	0,210	0,013	0,022
17	„	1,78	0,19	0,210	0,018	0,020
18	Weißes Roheisen	3,24	0,27	0,050	0,015	0,015
19	Graues Roheisen	4,55	0,50	0,18	0,015	0,011

Tabelle 2.

Härte von Ferrit.

Material: Auf elektrolyt. Wege gewonnenes Eisen. (s. No. 1 Tab. 1.)

Zustand		Härtezahl
nicht umgeschmolzen	ungeätzt	505
	geätzt	502
umgeschmolzen	ungeätzt	469
	geätzt	463
abgeschreckt bei	850°	998
	1300° in CO_2 von —78,6°	982

[1]) 1906, Bd. II.

[2]) American Journal of Science 1897, S. 399.

Die Versuche begannen mit der Prüfung von *Ferrit* in Gestalt von elektrolytischem Eisen in dem in Tab. 2 angegebenen Zustande. Die Ergebnisse zeigen, daß Aetzen keinen Einfluß auf die Härtezahl ausübt. Abschrecken dagegen verdoppelt nahezu die Härte des Ferrits.

Im Anschluß hieran wurde der Ferrit in verschiedenen Stahlsorten geprüft, wobei die in Tab. 3 wiedergegebenen Werte erzielt sind. Sie zeigen, daß die Härte

Tabelle 3.
Härte von Ferrit.
Material mit 0,035—0,68 v. H. C.

No. (s. a. Tab. 1)	Gehalt an C v. H.	Zustand	Härtezahl
4	0,035	Erhitzt auf 1000°, langsam abgekühlt	478
5	0,065	desgl.	954
6	0,13	desgl.	678
6	0,13	2 Std. bei 1000° geglüht, langsam abgekühlt	598
7	0,20	Erhitzt auf 1000°, langsam abgekühlt	538
8	0,35	desgl.	595
9	0,45	desgl.	612
10	0,48	desgl.	607
12	0,68	desgl.	660
5	0,065	Abgeschreckt bei 850°	1237
6	0,13	Abgeschreckt bei 1000°	2309

des Ferrit durch längeres Glühen (Material No. 6) herabgesetzt wird und — mit Ausnahme des Materials No. 5, das eine auffällige Abweichung zeigt — mit wachsendem Kohlenstoffgehalt etwas zunimmt. Dies unterstützt nach der Ansicht von *Boynton* die von *Benedicks* ausgesprochene Vermutung, daß der Ferrit Kohlenstoff gelöst enthält und zwar um so mehr, je höher der Kohlenstoffgehalt des Materials ist.

Bei der abgeschreckten Probe der Sorte 6 in Tab. 3 glaubt *Boynton* noch Ferrit gefunden zu haben. Bei der gewählten Abschreckwärme von 1000° ist dies aber ausgeschlossen; es liegt bereits Martensit vor.

Im Schweißeisen zeigte Ferrit die in Tab. 4 angegebenen Härtezahlen. Bei Material No. 2 ist im Anlieferzustand noch die durch die Bearbeitung gesteigerte

Tabelle 4.
Härte von Ferrit.
Material: Schweißeisen.

No.	Gehalt an C v. H.	Zustand	Härtezahl
2	0,025	Anlieferzustand	1557
		2 Std. bei 900° geglüht	798
3	0,12	Erhitzt auf 900°	909
		2 Std. bei 900° geglüht	686

Härte des Ferrits zu erkennen. Längeres Glühen setzt auch bei Schweißeisen die Härte des Ferrits wesentlich herab.

Die Härte des Ferrit ist sowohl im Flußeisen (Tab. 3) als auch im Schweißeisen (Tab. 4) höher als im elektrolytischen Eisen (Tab. 2), was durch den Kohlenstoffgehalt der beiden ersteren Eisensorten bedingt sein dürfte (vergl. die Hypothese von *Benedicks*).

Die Härte des *Perlit* nimmt mit wachsendem Kohlenstoffgehalt zu, wie Tab. 5 erkennen läßt. Bei Proben

Tabelle 5.
Härte von Perlit.

Material No.	Gehalt an C v. H.	Zustand	Härtezahl
7	0,20	Erhitzt auf 1000°, langsam abgekühlt	842
8	0,35	desgl.	1745
9	0,45	desgl.	1957
10	0,48	desgl.	2046
11	0,58	desgl.	2090
12	0,68	desgl.	2147
13	0,86	desgl.	3129
14	0,91	desgl.	3994
15	1,24	desgl.	4109
16	1,52	desgl.	4711
19	4,55	desgl.	2152

mit weniger als 0,2 v. H. Kohlenstoffgehalt ließen sich nicht genügend große Perlitanhäufungen erzielen, um die Härteprüfung ausführen zu können.

Die für Ferrit und Perlit bei verschiedenem Kohlenstoffgehalt des Eisens erhaltenen Härtezahlen sind in dem

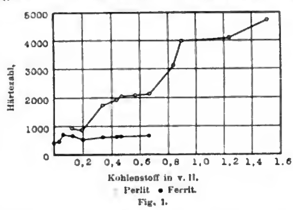


Fig. 1.

Schaubilde Fig. 1 dargestellt. Alle Proben, deren Härte in diesem Schaubild angegeben ist, waren bis auf 1000° erhitzt und langsam im Ofen abgekühlt.

Sorbit zeigte die in Tab. 6 wiedergegebenen Härtezahlen.

Die Härte von *Martensit* nimmt stark mit steigendem Kohlenstoffgehalt zu (s. Tab. 7).

Tabelle 6.
Härte von Sorbit.

Material No.	Gehalt an C v. H.	Zustand	Härtezahl
10	0,48	Erhitzt auf 1000°, an der Luft abgekühlt	3694
11	0,58	desgl.	3729

Tabelle 7.
Härte von Martensit.

Material No.	Gehalt an C v. H.	Zustand	Härtezahl
7	0,20	Abgeschreckt bei 850°	17 896
8	0,35	desgl.	54 486
11	0,58	desgl.	104 987
13	0,86	desgl.	110 559
15	1,24	desgl.	116 560
16	1,52	desgl.	120 330

Die Härte des *Austenit*, die nach *Kourbatoff* sehr schwankt, konnte nicht genügend sicher festgestellt werden.

da es schwierig war, hinreichend große Austenitansammlungen zu erhalten. Die Proben, deren Härte in Tab. 8 wiedergegeben ist, wurden bei 1300° in einer Lösung von fester Kohlensäure in Alkohol (—78,6°) abgeschreckt.

Tabelle 8.
Härte von Austenit.

Material No.	Gehalt an C v. H.	Zustand	Härtezahl
17	1,78	Bei 1300° abgeschreckt	53 117
18	3,24	desgl.	47 591

*Cement*kristalle von hinreichender Größe für die Härteprüfung konnten nur bei *einem* Material gefunden werden und ergaben eine etwas größere Härte als Martensit.

Tabelle 9.
Härte von Cementit

Material No.	Gehalt an C v. H.	Zustand	Härtezahl
18	3,24	Erhitzt auf 1000°, langsam im Ofen abgekühlt	125 480

Bei weiteren Versuchen wurden Stahlstangen nur an seinem Ende bis zur Weißglut erhitzt und abgeschreckt und dann wurde an verschiedenen Stellen die Härte gemessen. Benutzt wurde der Tiegelstahl No. 11 (Tab. 1) mit 0,58 v. H. C. Die erhaltenen Werte sind in Tab. 10 zusammengestellt und zwar beginnend mit dem nicht erhitzten Ende des Stabes.

Tabelle 10.

Gefüge	Härtezahl
Perlit + Ferrit	2 055
Sorbitischer Perlit, wenig Ferrit	2 540
Sorbit, wenig Ferrit	7 310
Sorbit	15 470
Sorbit + Troostit	24 655
Troostit + Martensit	40 564
Martensit	104 987

Setzt man die Härte des Perlit = 1, so ergibt sich aus Tab. 10, also für ein Material mit 0,58 v. H. C, in runden Zahlen folgendes Verhältnis für die Härte der übrigen Gefügebestandteile:

Tabelle 11.
Vergleich der Härte der verschiedenen Gefügebestandteile.

Gefügebestandteil	Härtezahl	Verhältnis
Perlit	2000	1
Sorbit	2000—25 000	1—12,5
Troostit	40 000	20
Martensit	105 000	52,5

Die für Sorbit, Martensit, Austenit, Cementit und Troostit erhaltenen Werte sind in Fig. 2 zusammengestellt.

Um die Abnahme der Härte durch Anlassen festzustellen[3]), wurde dasselbe Stück Tiegelstahl No. 13 mit 0,86 v. H. C auf 850° erhitzt, in kaltem Wasser abgeschreckt, dann stufenweise auf die in Tab. 12 angegebenen Wärmegrade erhitzt und nur langsam abgekühlt. Bis zur Erwärmung auf 450° zeigt sich nur langsame und allmähliche Abnahme der Härte, bei Erwärmung auf

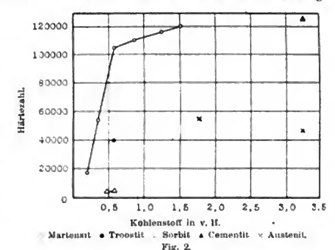


Fig. 2.

500° aber ein jäher Härteabfall. Ein zweites abgeschrecktes Stück des gleichen Materials wurde ohne Zwischenstufen bis auf 500° erhitzt und ergab die Härtezahl 9170. Die Ergebnisse sind schaubildlich in Fig. 3 zusammengestellt.

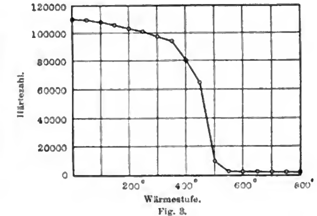


Fig. 3.

Tabelle 12.

Anlaßwärmestufe	Härtezahl
Nicht angelassen	110 559
100°	107 890
150°	105 515
200°	102 925
250°	100 680
300°	97 054
350°	93 788
400°	81 940
450°	64 170
500°	9 205
550°	1 897
600°	1 926
650°	1 961
700°	1 930
750°	1 974
800°	2 118

Zum Schluß sei darauf hingewiesen, daß es nicht ausgeschlossen ist, daß *Si-*, *Mn-*, *P-* und *S*-Gehalt einen wesentlichen Einfluß auf die Härte der Gefügebestandteile des Eisens ausüben. Wie groß dieser Einfluß ist, wurde bei den Versuchen von *Boynton* nicht festgestellt.

E. Preuß.

[3]) In abgeschrecktem Zustande besteht das Gefüge aus Martensit, der durch das Anlassen bei wachsender Erhitzung allmählich in Troostit und Sorbit und schließlich in Perlit übergeht.

Zeitschriftenschau.

Dampfmaschinen.

Zur Dynamik der Dampfströmung in der Kolbendampfmaschine. (*W. Schüle.*) Die bisherigen Annahmen für die Dampfgeschwindigkeit in den Kanälen weichen erheblich von einander ab. Es setzt:

Radinger für Schiebermaschinen $u = 30$ m/Sek. für Füllungen über 0,3, für kleinere Füllungen soll u größer werden. (Die Auslaßquerschnitte 50 v. H. weiter.)

Doerfel: $u = 40$ m/Sek. für Eintrittsdampf bis 5 at.
$u = 30 - 25$ m/Sek. für Eintrittsdampf von $8 - 10$ at

F. J. Weiß $u = 25 + 8\,D$ (D = Zylinderdurchmesser).

Bauer (Schiffsmaschinen) in den Einlaßdampfkanälen:
des Hochdruckzylinders $u = 25 - 30$ m/Sek.
„ Mitteldruckzylinders $u = 30 - 36$ „
„ Niederdruckzylinders $u = 36 - 42$ „
in den Auslaßdampfkanälen:
$u = 25 - 40$ „

Wilda: für die Maschinen der Panzerschiffe und großen Kreuzer
$u = 30 - 45$ m/Sek.,
die der kleinen Kreuzer und Torpedojäger
$u = 35 - 50$ m/Sek.

Gutermuth fordert wesentlich höhere Dampfgeschwindigkeiten auch für die Auslaßkanäle.

Lest für die Einlaßkanäle $u = 25 - 55$ m/Sek.,
„ „ Auslaßkanäle $u = 18 - 50$ „

Es ist wichtig, anstelle dieser mittleren empirischen Zahlen zuverlässigere Werte zu setzen, welche durch die Verschiedenheit der Steuerungskonstruktionen bezw. deren Oeffnungs- und Abschlußverhältnisse bedingt sind.

Hierzu ist eine eingehende Kenntnis der Dampfströmungsgesetze nötig, wie sie der Verfasser schon in D. p. J. 1905, Heft 1—13 an Hand von Diagrammen entwickelte. Die in jenem Aufsatze aufgestellten Grundgleichungen und Ausflußkoeffizienten werden hier abgekürzt wiederholt zur Begründung weitergehender Schlüsse, zunächst über den *Druckverlust bei der Ausströmung aus dem Zylinder und die Auslaßsteuerung* und dann über die *Einströmung in den Dampfzylinder.* (Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure 1906, S. 1900—1907, 1934—1940, 1988—1992.) *F.*

Eisenbahnwesen.

Englische Eisenbahn-Gasthofbauten. (*Frahm.*) Zur Hebung und Erleichterung des Verkehrs auf ihren Linien pflegen die englischen Eisenbahngesellschaften in unmittelbarer Nähe und in Verbindung mit ihren Bahnhöfen Gasthöfe zu erbauen und in eigene Verwaltung zu nehmen. Die für den Entwurf solcher Eisenbahn-Gasthöfe geltenden Hauptregeln werden angegeben und das der Nordbritischen Bahngesellschaft gehörige Bahnhofshotel in Edinburg sowie das Eisenbahnhotel der Midland-Bahn in Manchester beschrieben. Das erstere ist mit den Bahnsteigen und Empfangsgebäuden des Hauptbahnhofs Waverley-Station durch Aufzüge und eine Fußgängerbrücke verbunden und hat sechs Stockwerke über und vier unter Straßenhöhe, da der Bahnhof in einem tiefen Einschnitt liegt. Der Grundriß ist so angeordnet, daß sich die Räume um einen Lichthof von 21,30 m im Geviert gruppieren. Der Gasthof enthält insgesamt 700 Räume, davon sind mehr als 300 Schlafzimmer. Die Baukosten haben ohne Grunderwerbskosten etwa 10 Millionen M betragen. Das Midlandhotel in Manchester ist nach ähnlichen Grundsätzen angelegt, es enthält Empfangshalle, Verwaltungszimmer, Lese- und Schreibzimmer, Festsäle, Rauch- und Schenkzimmer, Raum für Handeltreibende, Teezimmer, ferner Post- und Telegraphendienststelle, Bank- und Wechselstube. Im ganzen sind etwa 600 Zimmer vorhanden, desgl. reichliche Nebenräume, z. B. 100 Badezimmer. Das ganze Gebäude ist aus einem Stahlgerippe mit massiver Verkleidung errichtet; behufs Fernhaltung der Einwirkungen der raucherfüllten Luft von Manchester sind glasierte Terrakottasteine und Majolika in ausgedehntem Maße für die Façade in Anwendung gekommen, aus dem gleichen Grunde sind mit den Lüftungseinrichtungen Luftfilter aus Leinen und Koks verbunden. (Zeitschrift für Bauwesen 1906, S. 539—550.) *S.*

Das Eisenbahnwesen im Jahre 1906. (*v. Mühlenfels.*) Die außergewöhnlich günstige wirtschaftliche Konjunktur hat zu einer Steigerung des Eisenbahnverkehrs und der Verkehrseinnahmen geführt, die in Deutschland gegen 1905 für den Personenverkehr fast 6 v. H., für den Güterverkehr 8½ v. H. erreichte. Mit dem Frühjahr 1907 tritt die Personentarifreform in Kraft, die das Tarifwesen vereinfacht und Freiheit in der Wahl des Reiseweges gewährt, andererseits jedoch das Freigepäck aufhebt, das allerdings bereits in Süddeutschland und vielfach im Auslande gleichfalls nicht gewährt wird. Die seit dem 1. Oktober erfolgte Einführung der 4. Wagenklasse z. B. in Württemberg hat durch die befürchtete Abwanderung in untere Klassen und die eingeführte Verbilligung das Steigen der Einnahmen nicht aufgehalten. Die zugunsten der Reichsfinanzen eingeführte Fahrkartensteuer dürfte den veranschlagten Einnahmebetrag nicht erzielen, sie scheint besonders schädigend auf die Besetzung der 1. Klasse zu wirken. An Aenderungen im Verwaltungswesen ist die Neuordnung der bayerischen Staatsbahnverwaltung hervorzuheben, bei der an Stelle der bisherigen Generaldirektion das Verkehrsministerium tritt, während die örtliche Verwaltung fünf Eisenbahndirektionen nach preußischem Vorbild übernehmen. Für Preußen bedeutet die am 1. April erfolgende Errichtung eines Eisenbahn-Zentralamts eine wesentliche Umänderung im Verwaltungswesen. Der bisher noch fühlbar gewesene Wagenmangel wird durch die großartigen diesjährigen Bestellungen (seit Anfang 1906 rd. 41 000 Güterwagen) wohl beseitigt werden; an Lokomotiven hat die preußische Staatsbahnverwaltung zur Lieferung bis Ende März 1908 nicht weniger als 638 Stück bestellt. In Oesterreich waren die Eröffnung bedeutender Alpenbahnlinien, u. a. die zweite Bahnverbindung mit Triest, sowie die Verstaatlichung der Ferdinands-Nordbahn die wichtigsten Ereignisse. In der Schweiz wurde der Simplontunnel eröffnet und der Bau der Lötschbergbahn mit ihrem gewaltigen Tunnel begonnen. Italien führte die Verstaatlichung vollständig durch, und wird die Summe von 700 Millionen Lire für Verbesserung der Bahnanlagen und Beschaffung von Betriebsmitteln aufwenden. Von den bedeutenden Projekten und Fortschritten im Eisenbahnwesen werden im Uebrigen die Untertunnelung des Aermelkanals, die Eisenbahn zur Beringstraße und die afrikanischen Kolonialbahnen hervorgehoben. (Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 1907, S. 1—5.) *S.*

Elektrotechnik.

Turmwagen zum Ausbessern der Oberleitung können, so lange die Gleise, wie z. B. in Städten, im Pflaster liegen, in üblicher Weise auf gewöhnlichen Rädern neben den Gleisen laufen, auf Strecken mit eigenem Bahnkörper und freiliegenden Schienen ist auch der Turmwagen an die letzteren gebunden und die Abmessungen seiner festen Teile dürfen das übliche Profil nicht überschreiten. Die *Philadelphia Rapid Transit Company* hat sich einen derartigen Wagen gebaut, der bis auf den ohne Fenster ausgeführten Kasten einem zweiachsigen Motorwagen mit verglasten Führerständen gleicht. Die Arbeitsplattform ist in der Mitte des Wagens drehbar auf einem Gestell angebracht, das von Hand oder durch einen 2 PS-Motor etwa 1,5 m gehoben werden kann. Die Plattform ladet seitlich bis

zu 4 m aus, so daß noch in 5 m Entfernung von Mitte Gleis Arbeiten vom Wagen aus vorgenommen werden können. Der Innenraum des Wagens ist so bemessen, daß außer dem nötigen Werkzeuge vier Haspeln Fahrleitungsdraht für Neuverlegungen oder Auswechselungen mitgeführt werden können. (Street Railway Journal 1906 Bd. II, S. 1056—1058.) *Pr.*

Fördermaschinen.

Fördermaschine. (*Hann.*) Eine von *Thornewill & Warham* in Burton-on-Trent ausgeführte Fördermaschine zeigt eine merkwürdige Gesamtanordnung. Jede Maschinenseite umfaßt eine Verbundmaschine, deren Hochdruckzylinder wagerecht und deren Niederdruckzylinder senkrecht, jedoch in Abweichung von der gebräuchlichen, amerikanischen Anordnung nicht über sondern unter dem Boden aufgestellt sind. Als Grund dafür wird angegeben, daß die Terrainverhältnisse so wie so eine Erhöhung der Maschinenfundierung notwendig machten und man in dieser Weise eine leichtere Zugänglichkeit der einzelnen Teile erzielte, als es bei Tandemaufstellung möglich gewesen wäre. Der Niederdruckzylinderfuß befindet sich $8^1/_2$ m unter dem Boden des Maschinenhauses. Die Maschine hat *Corliß*-Steuerung. Die Trommel bildet ein Mittelding zwischen der Spiral- und der Zylinderform. Die Mittellinie wächst in drei Windungen von 16 auf 24 ', während das Seil von da an auf eine zylindrische Trommel gewickelt wird. Diese Anordnung ermöglicht es, die Maschine schnell auf ihre Normalgeschwindigkeit zu bringen, während das Gewicht der Trommel doch nicht übermäßig groß wird. Die ganze Last wird in 45 Sekunden 570 m gehoben. (The Engineer 1907, S. 96—97.) *Kr.*

Lokomotiven.

Mechanische Beschickung bei Lokomotiven. Versuche mit schmaler und breiter Feuerkiste auf den Eisenbahnen am Ohio. Das Brennmaterial wurde gleichmäßig verteilt und die dadurch erhaltene konstante Temperatur hatte einen günstigen Einfluß auf die Unterhaltungskosten der Lokomotive. Die Neuerung bringt Ersparnisse an Brennmaterial mit sich, verringert die Rauchentwicklung und erleichtert bedeutend die Arbeit des Heizers. Der Vorzug der mechanischen Beschickung tritt besonders bei großen und langen Feuerkisten hervor. (Zeitschr. d. Vereins deutsch. Eisenbahnverw. 1906, S. 1534.) *W.*

Widerstand von Lokomotivrauchröhren gegen äußeren Druck. Die Bestimmungen der „*Master Mechanics Association*" verlangen, daß Rauchröhren kreisrund sind mit höchstens 5 mm Abweichung. Geschweißte Röhren sind mit 35 at inneren hydraulischen Druck und nahtlose Stahlröhren mit 70 at zu prüfen. Nach älteren Versuchen nimmt der Widerstand gegen äußeren Druck, dem die Rohre im Betriebe ausgesetzt sind, mit deren Länge zu, bis letztere ein bestimmtes Maß erreicht. Neuere Versuche an der Universität zu Illinois an $1^1/_2$—$3^1/_2$" Stahlröhren ausgeführt, zeigen, daß im allgemeinen der Widerstand eines Rohres gegen äußeren Druck unabhängig von der Rohrlänge ist. Bei sehr kurzen Röhren, deren Länge nur 4 bis 6 mal so groß ist als der Durchmesser, nahm dieser Widerstand mit der Länge ab. Er erscheint dann als eine Funktion des Rohrdurchmessers und der Wandstärke. Bei der Berechnung solcher Rohre ist ein beträchtlicher Sicherheitskoeffizient einzuführen, da geringe Abweichungen von der Kreisform und Materialfehler die Festigkeitsverhältnisse der Rohre sehr ungünstig beeinflussen. Bei Lokomotivkesseln kommt es heutzutage zwar selten vor, daß die Heizröhren durch den Dampfdruck zusammengepreßt werden. Durch Korrosion oder ähnlichen Ursachen können aber dieselben sehr an Festigkeit verlieren. (Railroad Gazette 1906, S. 446.) *W.*

Materialienkunde.

Kaumazit-Koks wird auf den Wesselner Koks- und Kaumazitwerken Dr. *Auspitzer* in Teplitz aus böhmischer Braunkohle in stehenden, von festen Retorten durchsetzten Kammeröfen erzeugt. In dem Ofen, der 24 bezw. 40 Kammern besitzt, werden im Zeitraum von ungefähr 24 Stunden zuerst das hygroskopische Wasser, alsdann die schweren Kohlenwasserstoffe ausgeschieden. Die abgesaugten Gase werden, nachdem das Gaswasser und der Teer abgeschieden sind, zum Beheizen der Retorten oder zum Betrieb von Gasmotoren verwendet. Die Verkokung, welche noch mehrere Nebenprodukte liefert, findet bei 1100 bis 1300 ° statt. Kaumazit kommt in folgenden Korngrößen auf den Markt: 12 bis 24 mm für Sauggasanlagen, 0 bis 24 mm für Dampfkesselfeuerungen, 0 bis 4 mm zum Brikettieren oder für Zement- und Ziegelofenfeuerungen. Der Heizwert beträgt im Durchschnitt 6745 WE. bei folgender Zusammensetzung: Kohlenstoff 81,98 v. H., Wasserstoff 0,57 v. H., Schwefel 1,00 v. H. Stickstoff, Sauerstoff und Asche 13,25 v. H., hygroskopisches Wasser 3,2 v. H. Erst durch die Verkokung wird die Braunkohle lagerungs- und transportfähig. Ein Hauptvorteil von Kaumazit ist bei dem hohen Heizwert die vollständige Rauchlosigkeit, da die rauchbildenden Bestandteile bei der Destillation entfernt werden. Die beste Verbrennung wird bei Unterwindfeuerung von 6 bis 11 mm Zugstärke erzielt. Versuche des bayrischen Revisionsvereins, an einem Flammrohrkessel ausgeführt, ergaben bei einer Kesselbeanspruchung von 14 bis 18 kg Dampf i. d. Stunde und qm Heizfläche Nutzeffekte von 69,2 bis 74,4 v. H. und einen Kohlensäuregehalt der Heizgase von 15,4 bis 17,2 v. H. Der Kraftbedarf des Ventilators für das Unterwindgebläse wurde zu 0,3 PS festgestellt. Kaumazit kann an solchen Orten wirtschaftlich verwendet werden, die von der Elbe aus zu Schiff zu erreichen sind, und an denen die Kohle durch ungünstige Frachtverhältnisse sehr teuer ist. (Zeitschr. f. Dampfkessel- und Maschinenbetrieb 1907, S. 2—5.) *Z.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Abnutzung der Gleise und Unterhaltung des Bahnkörpers. (*Busse.*) Am vorteilhaftesten ist für die Straßenbahn ein vom dem übrigen Straßenverkehr gesonderter Bahnkörper. In Berlin ist versuchsweise ein derartiger Bahnkörper mit Rasen belegt, dessen Grasnarbe sich 30 bis 35 mm unter Schienenoberkante befindet. Neben der Verschönerung des Straßenbildes wird hierdurch die Staubentwicklung durch die fahrenden Wagen vermindert und die Ausführung und Unterhaltung verbilligt. Es muß hierbei jedoch die Wagenschmierung vorsichtiger erfolgen, damit Abtropfen von Oel auf den Rasen vermieden wird; ferner muß die Revision der Oberleitung durch besondere auf den Schienen laufende und durch Motoren angetriebene oder an einen Motorwagen anzuhängende Turmwagen erfolgen.

Gleisschleifen an den Streckenenden fördern den Wagenumlauf und schonen die Wagen und den Oberbau. Normalspur (1435 mm) empfiehlt sich nur bei direktem Wagenübergang oder bei Anschluß an bestehende normalspurige Straßenbahnnetze; sonst ist Meterspur wegen der geringeren Kosten vorzuziehen. Der kleinste Krümmungshalbmesser soll in Preußen 15 m betragen. Zur Abschwächung des Stoßes beim Einfahren in Krümmungen wird Spurverengung, zur Minderung der Abnutzung Schmieren mit Graphit und Wasser, sowie kleiner Radstand der Wagen empfohlen.

Da der elektrische Betrieb hohe Ansprüche an die Schienen stellt, beträgt bei Rillenschienen das Gewicht f. d. lauf. m zwischen 33,5 und 54 kg, bei Vignolschienen zwischen 23 und 34 kg. Als Festigkeit wird 70 bis 90 kg/qmm und für die Dehnung 10 bis 20 v. H. vorgeschrieben. Für Steinpflaster empfiehlt der Verfasser hohe Profile mit breitem Fuß, für Asphalt und Holzpflaster nicht zu hohe Profile (von 150 bis 165 mm) mit 150 bis 180 mm breiten Füßen. Größere Abnutzungsfähigkeit wird durch höhere Köpfe und tiefere Rillen erhalten. Die Lebensdauer der Schienen schwankt in der Geraden zwischen 5 und 20 Jahren, in Krümmungen zwischen 1 und 10 Jahren. Wärmelücken sind bei eingebetteten Straßenbahnschienen unnötig. Gute Erfahrungen liegen mit dem *Haarmann*schen Wechselsteg-Verblattschienen-Oberbau vor; die verschiedenen

Fußlaschenkonstruktionen mit oder ohne Keilplatten eignen sich mehr für schwachen Betrieb. Vielfach und mit befriedigendem Erfolg wird sowohl zu Ausbesserungen als auch bei Neuanlagen der *Melaun*sche Stoß angewendet, bei dem eine unter die Enden der Schienenköpfe greifende Lasche mit einem Ansatz bis in die Fahrbahn ragt und einen Teil des Schienenkopfes bildet. Seine Herstellung erfolgt mittels besonderer Fräsmaschinen auf der Strecke und kostet etwa 45,— M. Das *Falk*sche Umgießungsverfahren bemängelt der Verfasser auf Grund der Erfahrungen der *Großen Berliner Straßenbahn* mit 10000 Stößen, während er günstiger über das *Goldtschmidt*sche Thermitschweißverfahren urteilt.

Bezüglich der Verlegung wird bei chaussierter Straßendecke die Verwendung von Saumsteinen und Pflasterung zwischen den Schienen empfohlen. In Helsingborg hat sich die Uebergießung der mit feinem Klarschlag bestreuten Streifen neben und zwischen den Schienen mit einem besonderen Theerprodukt über alle Erwartung gut bewährt. Für Holzpflaster werden seit kurzem Harthölzer verwendet. Besondere Schwierigkeiten bereitet das Asphaltpflaster. Die *Große Berliner Straßenbahn* verwendet neuerdings Eisenbetonplatten als Schienenlager, wobei zwischen den Platten und dem Schienenfuß eine 2 cm hohe Fuge verbleibt, die mit Gußasphalt oder Zementmörtel dicht ausgestopft wird. Als richtigstes wird das in Amerika angewendete Verfahren hingestellt, bei dem auch bei Asphaltpflaster Saumsteine, sowie Steinpflasterung zwischen den Schienen verwendet ist. (Eisenbahntechnische Zeitschrift 1906, S. 973—975 und 1014—1015.) *Pr.*

Gleisbau für elektrische Bahnen. (*Dubs.*) Die bessere Ausnutzung der Wagen, Führer und Schaffner, sowie das allgemeine Verlangen zwingen zur Erhöhung der Reisegeschwindigkeit bei elektrischen Bahnen. Hierzu muß bereits bei einer Wagenfolge im Abstand von acht bis zehn Minuten Doppelgleis verwendet werden, die bei schmalen Straßen getrennt geführt werden.

Als Gleisunterbau dient gemäß den Erfahrungen des Verfassers in Frankreich meist ein Steinkoffer, der aus einer Lage Packsteine in 20—25 cm Höhe und 40—50 cm Breite unter jeder Schiene besteht; er dient zur Verteilung der Belastung der Schiene auf dem Boden und zugleich zur Entwässerung. Eine wasserdurchlässige, gut begossene und festgestampfte Schlackenschicht über die ganze Breite des Gleises hat sich besonders in lockerem Erdboden bewährt. Bei einer Straßendecke aus Asphalt-, Holz- oder Klinkerpflasterung wird besser eine durchgehende Unterbettung aus magerem Beton verwendet; auch alle zwei bis drei Meter die Schienen in Beton zu verankern, wird empfohlen. Die Instandhaltung der Straßendecke macht bei Asphalt die meisten Schwierigkeiten. Ein gutes Hilfsmittel ist die Verlegung eines Streifen Holzpflasters zwischen Schiene und Asphalt.

In Frankreich wird höchstens ein Schienengewicht von 50 kg f. d. m angewendet. Die Schienenlänge beträgt 12 bis 15 m. Wärmelücken an den Schienenstößen sind unnötig, wie Versuche in Marseille gezeigt haben. Dort waren auf Gleisstrecken mit geschweißten Schienenstößen alle 75—150 m einzelne gewöhnliche Stöße in Kästen untergebracht, die eine Untersuchung gestatteten. Solange die Bolzen fest angezogen waren, haben sich hierbei keine Verschiebungen gezeigt. Den *Falk*schen Schienenstoß, dessen Verwendung durch das nötige Werkzeug (Gießwagen) und die ziemlich teure Herstellung erschwert wird, hält der Verfasser für einen der besten und zieht ihn auch dem mit Thermit geschweißten Stoß vor, bei dem sich häufig Brüche gezeigt haben, die schwierige und kostspielige Instandsetzung erfordern.

Die Schienenstöße mit Laschen neuester Bauart sind theoretisch gut, praktisch kommt jedoch in Betracht, daß die Paßflächen anfangs nur stellenweise auf Unebenheiten aufliegen. Wenn, wie bei Vollbahnen, das Gleis freiliegt, so kann durch stetiges Nachziehen der Bolzen entsprechend der Abnutzung dieser Unebenheiten der Stoß allmählich verbessert werden. Sobald aber dieses Nachziehen der Bolzen fortfallen muß, wird auch der Stoß mit der Dauer des Gebrauches immer schlechter werden. Für Weichen hat sich die Herstellung der Körper aus in einem Stück gegossenem Manganstahl als besonders vorteilhaft für die Lebensdauer erwiesen. Als einziges Mittel zur Verringerung der Abnutzung der Schienen wird sorgfältige Reinigung, häufiges Schmieren in den Krümmungen, sowie die Verwendung von Schienen schweren Profils angegeben. (Eisenbahntechnische Zeitschrift 1906/07, S. 971—973.) *Pr.*

Bremsgestänge bei Drehgestellwagen. (*Nicholl.*) Die auf die Bremse eines Drehgestelles ausgeübte Zugkraft kann auf einem am Ende oder in der Mitte angebrachten Hebel wirken. Erstere Anordnung gibt zwar eine größere Länge bei gleichem Radstand, letzterer kann jedoch an sich kleiner sein, auch wird eine gute Zugänglichkeit zum Motor erhalten. Stets wird aber hierbei das Räderpaar einer Seite stärker, als das der anderen Seite gebremst, ferner ergeben sich beim Befahren von Kurven mit angelegten Bremsklötzen Anstände, die bereits kostspielige Unfälle zur Folge hatten. Die Anordnung des Hebels in der Mitte ist unbedingt am besten. Nachteilig ist, daß die Zugstangen über die Motoren geführt werden müssen und die Zugänglichkeit zu den Bürsten und dem Kommutator erschweren. Letzteres kann vor allem durch Vergrößerung des Radstandes vermieden werden, dürfte aber mit Rücksicht auf die größere Zuverlässigkeit dieser Bauweise in Kauf zu nehmen sein. Wesentlich für das Gestänge ist auch die Lage der Bremsklötze; sie können zwischen den Rädern oder außen hängen. Für die erstere Anordnung macht der Verfasser geltend, daß die Drehgestelle in der Mitte am kräftigsten gebaut sind und deshalb auch dort am besten die durch das Bremsen hervorgerufenen Beanspruchungen aufnehmen können. Ferner wird die Baulänge des Drehgestelles kürzer und das Bremsgestänge einfacher. Die Bremsklötze sollen in der durch die Achsmitte gehenden Wagerechten liegen und ferner der auf die Bremshebel ausgeübte Zug oder Druck in wagerechter Richtung wirken. (Street Railway Journal 1906 Bd. II S. 1097.) *Pr.*

Anordnung eines Gegengewichts bei einer elektrischen Bahn. (*Shaw.*) Die Aufsichtsbehörde in *New South Wales* hat als höchste zulässige Steigung für Straßenbahnen 8,3 v. H. festgesetzt. Da in *Sydney* an einer Stelle eine Steigung von 9½ v. H. auf eine Länge von 67 m und von 12,1 v. H. auf eine Länge von 143 m vorhanden ist, wurde hier talwärts vor den Straßenbahnwagen ein Hilfswagen gesetzt, von dem ein Arm in einen in Mitte Gleis liegenden Schlitzkanal hineinragt. An diesem Arm ist ein Seil befestigt, welches über eine am oberen Ende der Steigung unter dem Pflaster gelagerte Rolle von 2 m Durchmesser läuft und dann mit einem auf Schienen laufenden Gegengewicht verbunden ist. Für dieses Gegengewicht ist neben dem Gleis ein Tunnel unter dem Pflaster gebaut, in dem ein Gleis von etwa 750 mm Spur verlegt ist. Am Fuße der Steigung ist für das Gegengewicht ein hydraulischer Puffer angebracht, dessen Kolben zwischen zwei Federn geführt wird; die Höhe dieser Federn nimmt gegen Ende des Hubes zu, so daß der Durchtrittsquerschnitt für die Flüssigkeit entsprechend abnimmt. Der als Gegengewicht dienende Wagen wiegt 11 t und hat zwei Achsen mit 500 mm Rädern. Die Straßenbahnwagen wiegen etwa 15 t, so daß nur ein Teil ihres Gewichtes beim Befahren des Steigung ausgeglichen ist. (Street Railway Journal 1906 Bd. II, S. 1060—1062.) *Pr.*

Wasserbau.

Steile oder flache Buhnenköpfe. (*Engels.*) Durch Versuche sollte der Einfluß steil abfallender Köpfe von Querbuhnen im Gegensatz zu dem Einfluß flach auslaufender Buhnenköpfe auf die Verlandung (Sandablagerung am Ufer) bei Hochwasser festgestellt werden. Die Versuchsbuhnen waren aus Holzkörpern von trapezförmigem Querschnitt gebildet, die Köpfe

aus Zinkblech hergestellt. Die steilen Köpfe fielen am Ende senkrecht ab, die flachen Köpfe liefen mit Neigung 1 : 5 aus, der Buhnenkörper hatte eine Neigung 1 : 50 und war um 70° schräg gegen die Flußrichtung gewandt, oberhalb der Buhnen war ein Schutzufer vorgebaut. Als Sinkstoff wurde feiner Kohlengrus benutzt, der schon leichten Strömungen willig folgt und wegen seiner dunklen Farbe deutlich sichtbare Ablagerungen ergibt, und kurz unterhalb des Kopfes der obersten Buhne der Strömung überlassen. Es wurden Versuche von 10 Minuten Dauer angestellt, bei denen je 0,2 l Kohle an den einzelnen Buhnenköpfen zugegeben wurde, sowie Versuche von 216 Minuten Dauer. Die Flußsohle war hierbei mit Zement befestigt oder sie blieb unbefestigt, so daß sich Kolke (Auswaschungen des Flußbettes) an den Buhnenköpfen bilden konnten. Die Versuche führten zu folgenden Ergebnissen: 1. Die Hochwasser-Verlandung wird durch die Kolke an den Buhnenköpfen begünstigt. 2. Bei befestigter Sohle (Kolkbildung an den Buhnenköpfen verhindert) sind flachköpfige Buhnen hinsichtlich der H.W.-Verlandung den steilköpfigen überlegen. 3. Können sich Kolke an den Buhnenköpfen frei ausbilden, dann verschwindet der Einfluß der Kopfform auf die H.W.-Verlandung. 4. Es empfehlen sich somit flachköpfige Buhnen, wenn man durch gehörige Befestigung der Flußsohle vor den Köpfen und unterhalb dieser Auskolkungen verhindert. (Zeitschrift für Bauwesen 1906, S. 674—678.)

S.

Bücherschau.

Die Aussichten der Gasturbine, eine eingehende Studie vom Standpunkt des Turbinenpraktikers. Von *Felix Langen*, Ingenieur. Rostok 1906, Volckmann & Wette.

Die vorliegende Schrift befaßt sich mit der Untersuchung der Frage, wie weit die Gasturbine vom wirtschaftlichen Standpunkt existenzberechtigt ist. Nach der Entwicklung der Dampfturbine müßte auch die Gasturbine rein konstruktiv zweifellos einen großen Fortschritt bedeuten gegenüber der jetzigen komplizierten Gasmaschine mit ihren großen Kolbendrucken, selbst wenn die Ausnutzung der Wärmeenergie bei beiden die gleiche wäre. In der Tat ist auch schon eine große Menge technischer Geistesarbeit auf die praktische Lösung des Gasturbinenproblems nach der maschinentechnischen Seite aufgewendet worden; ein Blick in die neueste Patentliteratur ist ein Beweis davon. Es sollten aber alle diejenigen, welche in dieser Richtung arbeiten, sich doch zu allererst über die thermischen und mechanischen Grundlagen orientieren, wenn sie keine Enttäuschungen erleben wollen. Dazu ist nun die vorliegende Schrift von *Felix Langen* ganz vortrefflich geeignet. Der wirtschaftliche Wirkungsgrad, d. i. das Verhältnis der an der Welle abgegebenen Leistung zur zugeführten Wärme, wird zuerst für die Verbrennungs-, dann für die Explosionsturbine an Hand einfacher thermodynamischer Ueberlegungen und unter Benutzung von Zahlenwerten bestimmt, die sich auf zuverlässige Versuchsresultate gründen und unter sorgfältiger Abwägung aller in Frage stehender Verhältnisse mit großer Sachkenntnis in die Rechnungen eingeführt sind. Der Verfasser konnte darnach mit Bestimmtheit die Aussichten der Gasturbine dahin zusammenfassen, daß sie zwar theoretisch möglich, praktisch jedoch bei ihrem geringen thermischen Wirkungsgrad aussichtslos ist. Es sei nochmals hervorgehoben, daß die Schrift dazu berufen ist, vor Versuchen zur Verwirklichung der Gasturbinen zu warnen, ohne vorher deren thermische und mechanische Grundlagen genau studiert zu haben. Es wird sie gewiß niemand ohne großen Gewinn und ohne Freude über die sichere und frische Darstellungsweise des Verfassers aus der Hand legen.

Dr. Ing. *H. Meuth.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Teubners Handbücher für Handel und Gewerbe. Herausgegeben von Präsident Dr. *van der Borght*-Berlin, Professor Dr. *Schumacher*-Bonn und Regierungsrat Dr. *Stegemann*-Braunschweig. **Die Eisenindustrie.** Von *Oskar Simmersbach*, Hütteningenieur, Hüttendirektor a. D. und Geschäftsführer der *Gesellschaft für Erbauung von Hüttenwerksanlagen G. m. b. H.* in Düsseldorf. Leipzig und Berlin 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 7,20.

Aus Natur und Geisteswelt. Sammlung wissenschaftlich-gemeinverständlicher Darstellungen. 21. Bändchen. Einführung in die Theorie und den Bau der neueren Wärmekraftmaschinen (Gasmaschinen). Von *Richard Vater*, Professor an der Königl. Bergakademie in Berlin. Mit 34 Abb. Zweite Auflage. Leipzig. 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 1,—. geb. M. 1,25.

Metall-Analyse auf elektrotechnischem Wege. Technische Metalle, Legierungen, Erze, Hüttenprodukte. Von Dr. *A. Hollard*, Chef-Chemiker des Laboratoriums der *„Compagnie Francaise des Metaux"* in Paris und *L. Bertiaux*, Chemiker der *„Compagnie Francaise des Metaux"* in Paris. Autorisierte deutsche Ausgabe von Dr. *Fritz Warschauer*. Mit 11 Abb. Berlin 1906. M. Krayn. Preis geh. M. 5,—, geb. M. 6,50.

Die Müllerschen Schieberdiagramme für Steuerungen ortfester Dampfmaschinen. Von *Alfred Seemann*, A. O. Professor, Maschineninspektor bei der K. Generaldirektion der Staatseisenbahnen in Stuttgart. Zweite umgearbeitete Auflage. Mit 121 Abb. und 7 lithographierten Tafeln. München, 1906. Theodor Ackermann. Preis geh. M. 8,—, geb. M. 9,—.

Jahrbuch und Kalender für Schlosser und Schmiede. (Früher Deutscher Schlosser- und Schmiedekalender.) Ein praktisches Hilfs- und Nachschlagebuch für Bau- und Kunstschlosser, Schmiede, Werkführer, Monteure und Metallarbeiter aller Art. Begründet von *Ulrich F. Maerz*, Zivil-Ingenieur und Patentanwalt in Berlin. Redaktion: Dipl.-Ing. Dr. *H. Walter*, Prof. an der Universität Halle a. S. 26 Jahrgang. Mit vielen Abb. Leipzig 1907. H. A. Ludwig Degener. Preis geb. M. 2,—.

Polytechnischer Katalog. Eine Auswahl von empfehlenswerten Büchern aus allen Gebieten der technischen und Kunstliteratur. Herausgegeben von *Ludwig Fritsch*. 9. Auflage. München, 1906 1907. Preis geh. M. 0,20.

Schattenkonstruktionen. Für den Gebrauch an Baugewerkschulen, Gewerbeschulen und ähnlichen Lehranstalten sowie zum Selbstunterricht. Bearbeitet von *J. Hempel*, Lehrer an der staatlichen Baugewerkschule zu Hamburg. Mit 51 Abb. und 20 Tafeln praktischer Beispiele in Lichtdruck. Leipzig und Berlin, 1906. B. G. Teubner. Preis geb. M. 5,—.

Leitfaden der Bautechnischen Chemie. Ein methodisches Schulbuch für Baugewerkschulen und verwandte bautechnische Lehranstalten. Verfaßt von Prof. *M. Girndt*, Kgl. Oberlehrer an der Baugewerkschule zu Magdeburg. Mit 34 Abb. Leipzig und Berlin, 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 1,20.

Moderne Fabrikanlagen. Von *Ludwig Utz*, Kaiserl. Rat, Ingenieur u. Direktor der k. k. Lehranstalt für Textilindustrie in Wien. Mit 205 Abb. und 16 Tafeln in Photolitographie. Leipzig, 1907. Uhland (Otto Politzky). Preis geb. M. 10,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 12. Berlin, 23. März 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Versuche über hydraulische Stoßverluste.

Von Dipl.-Ing. **Herbert Baer**, Nürnberg.

Der Zweck vorliegender Versuche ist die experimentelle Untersuchung, inwieweit der Energieverlust durch Stoß in einem Rohr mit plötzlicher Querschnittserweiterung durch die Formel

$$\frac{(w_0 - w_1)^2}{2g}$$

rechnerisch wiedergegeben wird. Dabei bedeutet w_0 die Geschwindigkeit im engeren, w_1 die im weiteren Teile des Rohrs. Dieser Wert des Verlustes ergibt sich aus der Hypothese, daß der Energieverlust beim Geschwindigkeitswechsel von w_0 auf w_1 ebenso groß sei, wie der beim Stoß starrer Körper aufeinander, welcher durch

$$\frac{M}{2}(w_0 - w_1)^2$$

bestimmt wird, wobei w_0 die Geschwindigkeit vor, w_1 die nach dem Stoße ist. Diese Annahme ist (cf. *Föppl*, Vorlesungen über technische Mechanik, Bd. 4, S. 474) identisch

Fig. 1.

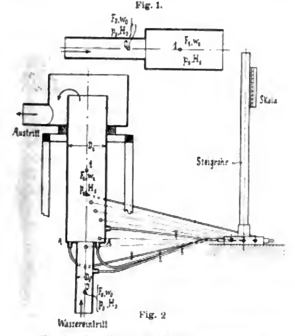


Fig. 1 u. 2. Schema der Versuchsanordnung.

mit der, daß an der Stelle der plötzlichen Querschnittserweiterung *AA* (siehe Fig. 1 und 2) in dem ringförmigen Querschnitte gleichmäßig der Druck p_0 herrsche.

Die Versuche wurden im Maschinenlaboratorium der Kgl. Techn. Hochschule, München, durchgeführt. Die Versuchseinrichtung ist in Fig. 2 angedeutet. In Verwendung kamen Gefäße aus Blech, welche die Rohre mit den plötzlichen Querschnittserweiterungen darstellten. In den Gefäßwandungen befanden sich mehrere Bohrungen, die durch Gummischläuche mit einem Steigrohr verbunden waren. Verwendet waren drei Gefäße.

Das untere engere Rohrstück hatte bei allen den inneren Durchmesser D_0 von 50 mm, also den Querschnitt $F_0 = 1936$ qmm. In seiner Wandung befanden sich zwei Bohrungen, die eine 10 mm, die andere 100 mm unter der Stelle der plötzlichen Erweiterung, sie waren, um sich nicht gegenseitig zu beeinflussen, in der Vertikalen gegeneinander versetzt.

Die Durchmesser D_1 des weiteren Teils waren

bei Gefäß 1: $D_1 = 170$ mm,
„ „ 2: $D_1 = 122{,}5$ „
„ „ 3: $D_1 = 86{,}5$ „

die Querschnittsverhältnisse des weiteren und engeren Teiles demnach

bei Gefäß 1: $\frac{F_1}{F_0} = 11{,}5$
„ „ 2: $\frac{F_1}{F_0} = 6{,}0$
„ „ 3: $\frac{F_1}{F_0} = 3{,}0$.

In dem ringförmigen Boden (Fig. 2) befanden sich ebenfalls Bohrungen, welche mit dem Steigrohr in Verbindung gesetzt werden konnten, und zwar

bei Gefäß 1:	35	45	55	65	75	mm vom Mittelpunkt entfernt,
„ „ 2:	31	37	42	48	54	„ „ „ „
„ „ 3:	30	35	40	—	—	„ „ „ „

Die Bohrungen waren spiralförmig angeordnet.

In der Wandung des oberen erweiterten Teils waren dann noch neun Bohrungen in der Vertikalen versetzt, in folgenden Entfernungen von Boden *AA* angebracht.

10 20 35 50 65 85 105 125 155 mm.

Von diesen einzelnen Löchern gingen Gummischläuche zu dem Steigrohr, welche sämtlich durch Schlauchkammern abgesperrt werden konnten, so daß man nach der Reihe an jeder Stelle den Druck ablesen konnte.

Sämtliche Gefäße waren mit senkrechter Achse aufgestellt, einerseits weil damit die sonst unvermeidlichen Ungleichheiten von Druck und Geschwindigkeit in einem Querschnitt vermieden wurden, und andererseits, weil diese Aufstellung noch eine Vereinfachung in der Bestimmung der Verlustgrößen zur Folge hat. Die Rohre selbst waren nicht länger als notwendig, um die Verluste durch direkte Reibung an den Wandungen möglichst herab-

zusetzen. Diese Reibungsverluste sind bei den angewendeten verhältnismäßig kleinen Geschwindigkeiten und kurzen Rohren so klein, daß sie außerhalb der Meßgrenze liegen.

Mit jedem Gefäß wurden fünf Versuchsreihen durchgeführt und zwar bei angenähert denselben Geschwindigkeiten, nämlich bei

$$\begin{aligned} w_0 &= 0{,}32 \text{ m/Sek.} \\ &= 1{,}10 \quad " \\ &= 1{,}70 \quad " \\ &= 2{,}20 \quad " \\ &= 2{,}85 \quad " \end{aligned}$$

Die Berechnung der Verluste geschah auf folgende Weise: Das Arbeitsvermögen an der Stelle 0 (Fig. 1) ist gegeben durch

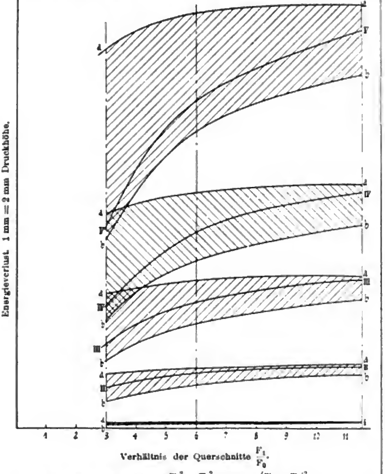
$$A_0 = H_0 + p_0 + \frac{w_0^2}{2g},$$

wobei H_0 die Höhe über einem bestimmten Niveau, p_0 der Druck um w_0 die Geschwindigkeit ist.

An der Stelle 1 ist analog

$$A_1 = H_1 + p_1 + \frac{w_1^2}{2g}.$$

Die Aufstellung mit senkrechter Achse gewährt nun insofern eine Vereinfachung, als H und p zusammengefaßt werden können, denn wenn man um ein bestimmtes Maß in die Höhe geht, nimmt der Druck auch um dieselbe Größe ab, so daß man immer gleich die Größe $H + p$



a u. b berechnete Werte: $a = \frac{w_0^2 - w_1^2}{2g}$; $b = \frac{(w_0 - w_1)^2}{2g}$.

I—V Beobachtungswerte bei den Geschwindigkeiten $w_0 = 0{,}32 - 1{,}11 - 1{,}73 - 2{,}18 - 2{,}88$ m/Sek.

Fig. 3.

ablesen kann. Die Veränderungen des Wasserspiegels im Steigrohr sind dann nur durch die Aenderungen der Geschwindigkeitshöhe $\frac{w^2}{2g}$ bedingt.

Tritt nun kein Verlust auf, so muß

$$A_1 = A_0$$

sein; bezeichnet man die hieraus berechnete Summe

$$H_1 + p_1 \text{ mit } (H_1 + p_1)',$$

so ist

$$(H_1 + p_1)' = H_0 + p_0 + \frac{w_0^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}.$$

Anstelle dieser theoretischen Größe findet man nur durch direkte Ablesung am Steigrohre eine Größe

$$(H_1 + p_1)'',$$

so daß sich das wirkliche Arbeitsvermögen zu

$$A''_1 = (H_1 + p_1)'' + \frac{w_1^2}{2g}$$

ergibt. Die Größen w_0 und w_1 sind hierbei natürlich nur als mittlere Werte der Geschwindigkeit im betreffenden Querschnitte F bekannt und aus

$$w = \frac{Q_{sec}}{F}$$

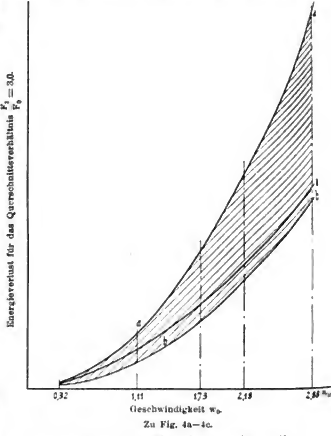
auszurechnen.

Der Energieverlust ist dann gegeben durch

$$\begin{aligned} V &= A_1 - A_1'' \\ &= (H_1 + p_1)' - (H_1 + p_1)'' \\ &= \left(H_0 + p_0 + \frac{w_0^2 - w_1^2}{2g} - (H_1 + p_1)''.\right. \end{aligned}$$

Als Bezugsniveau wurde bei allen Messungen die Ebene der plötzlichen Querschnittserweiterung AA zugrunde gelegt.

Die Versuche erfolgten nun in der Weise, daß nach Einstellung der Geschwindigkeit des von unten in den engeren Teil eintretenden Wassers, was durch die Hahn-



Zu Fig. 4a—4c.

a u. b berechnete Werte: $a = \frac{w_0^2 - w_1^2}{2g}$; $b = \frac{(w_0 - w_1)^2}{2g}$.

I—III. Beobachtungswerte bei den Querschnittsverhältnissen $\frac{F_1}{F_0} = 3 - 6 - 11{,}3$

Fig. 4a.

stellung in der Zuleitung und Wassermessung kontrolliert wurde, die Ablesungen nacheinander an sämtlichen Bohrungen vorgenommen wurden; um genaue Werte zu erhalten, erfolgten die Ablesungen durchschnittlich zehnmal. Sie geschahen an einer am Steigrohr angebrachten Skala. Der Bezugspunkt der Skala wurde in der Weise festgelegt, daß das Gefäß gerade zum Ueberlaufen mit ruhendem Wasser gefüllt und die zugehörige Ablesung notiert wurde.

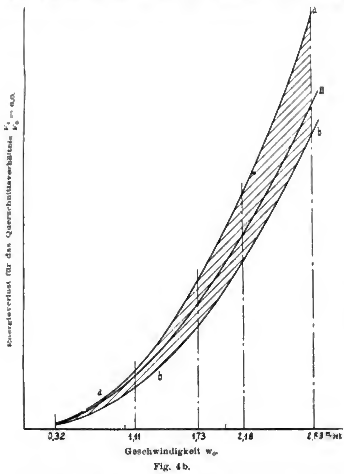


Fig. 4b.

Die Höhe über die Erweiterung AA wurde dann durch Messung der Entfernung des Spiegels von AA bestimmt.

Die Versuchsergebnisse sind in den Diagrammen Fig. 3 und 4 dargestellt.

In dem Diagramm I (Fig. 3) sind die Energieverluste V als Ordinaten zu den Querschnittsverhältnissen $F_1\,F_0$ als Abszissen für konstante Geschwindigkeit im Diagramm II zu den Geschwindigkeiten als Abszissen für konstante Querschnittsverhältnisse aufgetragen. In beiden Diagrammen sind noch die Größen

$$\frac{w_0^2 - w_1^2}{2g}$$

und

$$\frac{(w_0^2 - w_1)^2}{2g}$$

als Kurven eingezeichnet. Dabei stellt

$$\frac{w_0^2 - w_1^2}{2g}$$

den Verlust dar, wie er sich ergibt, wenn gar keine Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck erfolgt, somit aller Geschwindigkeitsüberschuß in Wirbelreibung und damit in Wärme verwandelt wird;

$$\frac{(w_1 - w_0)^2}{2g}$$

gibt den Verlust unter Annahme desselben Gesetzes wie für starre Körper. Beide Werte müssen demnach die Grenzwerte für den Verlust sein. Die Kurve der gemessenen Verluste liegt auch durchwegs zwischen beiden Grenzkurven.

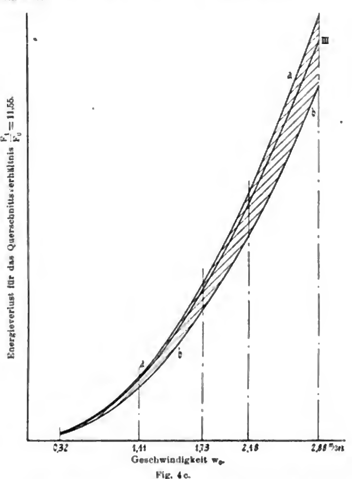


Fig. 4c.

Aus den Versuchsergebnissen folgt nun, daß sich die Verluste um so mehr dem obern Werte

$$\frac{w_0^2 - w_1^2}{2g}$$

nähern, d. h. daß um so mehr von Geschwindigkeit in Reibung verzehrt wird, je größer die plötzliche Erweiterung und je kleiner die Geschwindigkeiten sind. Je größer dagegen die Geschwindigkeit und je kleiner die Querschnittserweiterung ist, um so mehr nähert sich der Verlust dem

Werte $$\frac{(w_0 - w_1)^2}{2g}.$$

Letztere Formel gilt somit nur für Geschwindigkeiten $w_0 > 3$ m/Sek. und Querschnittserweiterungen

$$\frac{F_1}{F_0} < 3$$

annähernd genau.

Zum Schlusse erübrigt mir noch, den Herrn Professoren Dr. *Camerer* und Dr. *Schröter* für die Ermöglichung der Durchführung der Versuche und die dabei erfolgte liebenswürdige Unterstützung meinen ergebensten Dank auszusprechen.

Die Weltausstellung in Lüttich.

Das Eisenbahnwesen, mit besonderer Berücksichtigung der Lokomotiven.

Von Ingenieur **M. Richter**, Bingen.

(Fortsetzung von S. 166 d. Bd.)

28. 2 × $^{3}/_{4}$ gek. *Güterzug-Tenderlokomotive der französischen Nordbahn*, Bauart *Meyer*, mit vierzylindriger Verbund-Naßdampfmaschine, gebaut von den Bahnwerkstätten Paris, 1905, Betriebsnummer 6121. (Fig. 45a–c).

Zum Verständnis dieses Erzeugnisses gehört, wie bei

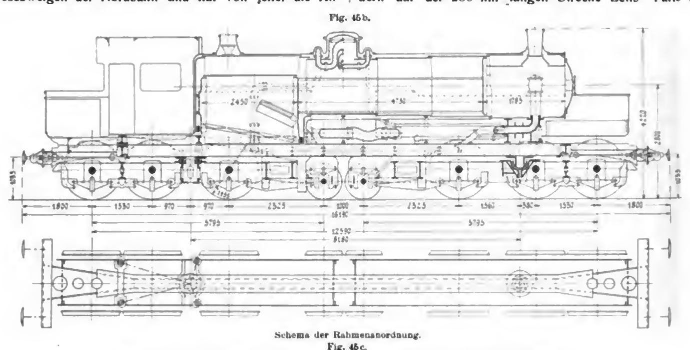


Fig. 45a Vierzylindrige Doppelschemel-Lokomotive der Französischen Nordbahn.

der Schnellzuglokomotive der Nordbahn, seine geschichtliche Herleitung.

Der Kohlentransport gehört zu den wichtigsten Betriebszweigen der Nordbahn und hat von jeher die Anwendung stärkster Gebirgslokomotiven zu seiner Bewältigung erfordert, auch zu einer Zeit, wo es sich noch nicht um durchlaufende Züge handelte.

Fig. 45b.



Schema der Rahmenanordnung.

Fig. 45c.

Fig. 45b–c. Vierzylindrige Doppelschemel-Verbundlokomotive der Französischen Nordbahn.

1857 wurde die $^{4}/_{6}$ gek. *Engerth*-Lokomotive eingeführt, welche 615 t h. T. auf 6 $^{0}/_{00}$ (1 : 167) und 575 bis 345 t auf bis 12 $^{0}/_{00}$ (1 : 83) förderte. Einige von dieser Gattung sind noch im Betrieb.

1866 wurde die gewöhnliche $^{4}/_{4}$ gek. Lokomotive mit Schlepptender geschaffen, von der heute noch 427 Stück vorhanden sind.

1884 schlug der jetzige Oberingenieur der Bahn, *du Bousquet* vor, diese Gattung nach dem vierzylindrigen Tandem-Verbundsystem auszubauen; 1890 wurde dies zur Tat, und 20 Maschinen dieser Art wurden gebaut. Sie fördern 600 t h. T. auf 12 $^{0}/_{00}$ (1 : 167).

1898 erschien die bekannte $^{3}/_{5}$ gek. *de Glehn*sche vierzylindrige Verbundlokomotive im Netz der Nordbahn mit 115 Vertretern (No. 10 dieses Berichts). Diese fördern auf der 230 km langen Strecke Lens—Paris (La Chapelle) in $6^{1}/_{2}$ Stunden beschleunigte Kohlenzüge von 950 t Gewicht h. T.; das Längenprofil der Strecke ist günstig, es weist höchste Steigungen von 6 $^{0}/_{00}$ auf und die Krümmungen sind flach.

Auch auf dem zweiten Ausfuhrzweige Lens—Hirson von den nordfranzösischen Kohlenfeldern gegen Osten, lassen sich diese Maschinen wenigstens bis Valenciennes bezw. Busigny verwenden, und nehmen dieselbe Last bei gleichen Neigungsverhältnissen. Von den erwähnten Knotenpunkten ab jedoch müssen die Kohlenzüge geteilt wer-

den, da nun gegen Hirson Steigungen bis 12 ‰ (1 : 83) vorhanden sind.

Diese Art des Betriebes wurde in mehr als einer Hinsicht auf die Dauer lästig empfunden und es handelte sich um die Konstruktion einer Lokomotive, die durch ihre Leistungsfähigkeit verbunden mit einem großen Aktionsradius, sowie durch ihre Kurvengelenkigkeit verbunden mit genügender Stabilität, die ungeteilte Durchführung der Züge über die ganze Linie ohne Vorspann mit denselben Geschwindigkeiten ermöglichen sollte, die bisher mit den *de Glehn*schen Lokomotiven erzielt worden waren. Der Zug von 950 t Wagengewicht war daher zwischen Lens und Valenciennes bezw. Busigny mit 50 bis 60, von da ab bis Hirson mit 18 bis 20 km/Std. zu befördern.

Die Anordnung der Umsteuerung (Fig. 46) ist gegen die Lütticher Form in der Weise geändert, daß der ehemalige Antrieb von einem senkrecht stehenden Handrad mit Kegelradpaar durch eine einfache, wagerechte, auf die Steuerspindel aufgekeilte Kurbel ersetzt ist.

Die in Lüttich gezeigte ursprüngliche Anordnung der Hauptrohrleitungen hat man im Betrieb ebenfalls wieder verlassen und etwas Einfacheres eingeführt, das Beschreibung verdient.

Sämtliche Verbindungen: vom Dom zur Hochdruckmaschine, von dieser zur Niederdruckmaschine und von dieser zur Rauchkammer, sind nun in gleicher Weise behandelt, wie früher nur die Ueberströmrohre zwischen beiden Maschinen. Während nämlich die (gepanzerten)

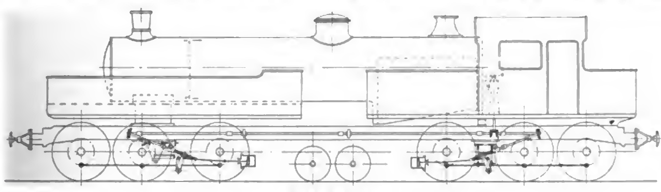


Fig. 46. Umsteuerung.

Diese Bedingungen führten zu einer sehr schweren, mit Rücksicht auf die Erhaltung des Oberbaues vielachsigen Maschine, mit sechs Triebachsen, um hohe Zugkraft zu entwickeln, ziemlich hohen Triebrädern, um auch Geschwindigkeiten von 70 bis 80 km/Std. gewachsen zu sein, mit vierzylindriger Verbundmaschine, um bei jeder Gangart sparsam zu wirtschaften und mit *zwei* Dampfdrehgestellen, um die nötige Kurvenbeweglichkeit zu erzielen, — also nicht nach Bauart *Mallet*, sondern *Meyer*. Durch Annahme der letzteren gelangten die Zylinder zugleich alle in die Nähe der Mitte der Lokomotive, einander auf jeder Seite zugekehrt und möglichst vor der abkühlenden, strömenden Luft geschützt, und zwar wurden die Niederdruckzylinder, wie bei *Mallet*, aus Rücksicht auf bequeme Rohranlage, am Vordergestell untergebracht.

Um das Ueberhängen der Zylinder zu vermeiden, um ferner den Radstand der Drehgestelle zu verlängern und dadurch den ruhigen Gang der Lokomotive zu sichern und um endlich die für die Unterbringung des großen Gewichts nötige Achszahl herzustellen, wurde vor jeder Zylindergruppe noch eine Laufachse eingelegt, und so jedes Gestell zu einer $^3/_4$ gek. Maschine gemacht. Die Wasser- und Kohlenbehälter wurden auf die Maschine selbst verlegt und so die richtige Adhäsion hergestellt, ohne daß das Dienstgewicht dadurch auf mehr als 102 t gestiegen wäre; die Einrichtung der erwähnten beiden Laufachsen andererseits hatte zur Folge, daß der Verbrauch der Vorräte sich für die Triebachslast nicht so empfindlich geltend machte, als ohne jene, so daß auch bei ganz verbrauchten Vorräten — was übrigens nie vorkommt — die nutzbare Triebachslast immer noch 72 t beträgt; auch ist dafür Sorge getragen, daß die Gewichtsverminderung sich gleichmäßig auf die beiden Gestelle überträgt.

Im einzelnen ist diese Lokomotive bereits in der Z. d. V. d. I. 1906, S. 153 und ff. ausführlich beschrieben. Es soll daher hier auf nochmaliges Eingehen verzichtet und nur so viel behandelt werden, als zur Ergänzung der dortigen Angaben erforderlich ist. Da die Maschine mit verschiedenen Abänderungen auch wieder in Mailand 1906 ausgestellt war, so mögen gleichzeitig bei dieser Gelegenheit diese Aenderungen zur Sprache kommen. —

Gummischlauchverbindungen, obwohl sie sich vier Monate lang im Betrieb bewährt haben sollen, wieder beseitigt sind, hat man auf die viel teureren Kugel- und Ausdehnungsstopfbüchsen (Fig. 47) ausschließlich zurückgegriffen — so daß erwiesen wäre, daß der Gummi den hohen Drücken und der nassen Hitze von 200° C nicht gewachsen ist. Zur Dichtung der Kugelgelenke sind konische Weißmetallringe mit Asbestzwischenlage verwendet, während die Hülsenrohre, beide aus Eisen, sich selbst abdichten;

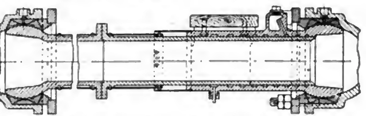


Fig. 47. Gelenkige Rohrverbindung mit Ausgleich.

das äußere besitzt an der Reibungsfläche eine Anzahl im Querschnitt nach außen zunehmender Ringnuten, welche den etwa durchblasenden Dampf aufstauen; das niedergeschlagene Wasser hat aus der letzten Nut einen besonderen Ausfluß.

Die Einströmung zu den Hochdruckzylindern geschieht durch ein beiderseits des Kessels aus einer besonderen Kappe hinter dem Dom herabführendes Knierohr und durch die gelenkige Rohrverbindung unmittelbar in die Schieberkästen; von hier erfolgt die Ueberströmung durch ein mit gelenkigem Zwischenstück ausgestattetes Verbinderohr, welches vor den Niederdruckschieberkästen einen Drehschieber enthält, der den Auspuff der Hochdruckzylinder unmittelbar in die Ausströmung der Niederdruckzylinder führt, wenn auf Vierlingswirkung geschaltet wird, und zwar wird derselbe durch Preßluft bewegt. Zu besserem Ausgleich der Druckschwankungen sind die beiden Niederdruckschieberkästen durch ein weiteres Querrohr miteinander verbunden, welches die Frischdampfleitung zu der Niederdruckmaschiene empfängt und mit auf 8 at gestellten Sicherheitsventilen versehen ist.

Diese Frischdampfleitung geht aus einer Kappe vor dem Dom, ebenfalls in einem eisernen Knie herunter, und

ist dann beiderseits durch ein Uförmiges Kupferrohr bis in die Nähe des vorderen Drehgestellzapfens geführt; dort steigt das Kupferrohr in weiten Schraubenwindungen herab und führt dann erst zu den Niederdruckzylindern zurück. Auf diese Weise ist ohne besondere Hilfsmittel auch dieser Leitung die nötige Beweglichkeit erteilt.

Von den Niederdruckzylindern geht der Dampf wieder durch gelenkige Rohre nach einem Knierohr aus Bronze, welches durch einen im Rauchkammersattel liegenden Kanal mit dem Blasrohr in Verbindung steht.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind:

Zylinderdurchmesser		mm	400/630
Kolbenhub		„	680
Zylinderraumverhältnis		—	1/2,5
Triebraddurchmesser		mm	1455
Kesselüberdruck		at	16
Rohre (Serve)	Anzahl	—	130
	Länge (zw. Wänden)	mm	4750
	Durchmesser (außen)	„	70
Heizfläche (feuerberührt)	Rohre	qm	232,56
	Feuerkiste	„	11,99
	im ganzen	„	244,55
Rostfläche		„	3,0
Gewicht	leer	t	78,0
	im Dienst	„	102,0
Triebachslast	ohne Vorräte	„	72,0
	mit Vorräten	„	78,0
Vorräte	Wasser	„	12,8
	Kohlen	„	5,0
Zugkraft	Verbund ($\alpha = 0,4$)	kg	11 900
	Vierling ($\alpha = 0,5$)	„	13 500
Größte Geschwindigkeit		km/Std.	75

Diese Lokomotive mußte als Glanzstück der Ausstellung bezeichnet werden; bis in die geringsten Kleinigkeiten war sie interessant durchkonstruiert und bot eine Fülle von wohlausgedachten Neuheiten. In der Ausstattung war auffallend, daß die Stangen des Triebwerkes nicht blank bearbeitet, sondern außerhalb der Köpfe nur geschrubbt und grau gestrichen waren, wodurch, ohne dem Ansehen zu schaden, sehr viel Mühe und Zeit gespart wird; im übrigen war es eine „locomotive chocolat": Oberteil hellschokoladenbraun gestrichen und mit roten Streifen verziert, Unterteil dunkel gehalten.

Der Gang der Maschine ist selbst bei 84 km/Std., was bei nur 1455 mm Raddurchmesser 310 Umdrehungen i. d. Minute bedeutet, ganz ruhig geblieben. Im Gegensatz zu den gewöhnlichen Bauarten von *Mallet* und *Meyer* rührt dies von dem großen Radstand der Gestelle von 5750 mm, der für die Reibung auf den Schienen einen großen Widerstandshebelarm bedeutet, ferner von der Masse des Vordergestells, das den großen Wasserbehälter trägt und entsprechende Trägheit besitzt und endlich von der Reibung des Hintergestells in vier Gleitlagern. — Die Kurvenbeweglichkeit ist natürlich ebenfalls vorzüglich; sie wird nur durch den Radstand der Gestelle beschränkt, der durch die seitlich verschiebbaren Laufachsen noch dazu gefügsamer gemacht ist. Ohne geringste Schwierigkeit läuft die Lokomotive durch Krümmungen von 90 m Halbmesser.

Was endlich die Leistungsfähigkeit betrifft, so ist dieselbe ebenfalls hervorragend. Es ergab sich, daß mit 20 km/Std. und darüber befördert werden konnten:

1000 t auf 1 : 100, 915 t auf 1 : 83, 800 t auf 1 : 76.

Für Kohlenzüge bei so geringen Geschwindigkeiten ist, zumal wenn man den Krümmungswiderstand vernachlässigt, die alte *Clark*sche Formel noch gut brauchbar. Wendet man sie auf den ersten und letzten Fall an, so ergibt sich (bei einem Lokomotivgewicht von 100 t und einer Geschwindigkeit von 20 km/Std.) eine Zugkraft von

$$W_1 = (1000 + 100)\left(2,5 + \frac{20^2}{1000} + \frac{1000}{100}\right) = 1100 \,.\, 12,9 = 14200 \text{ kg.}$$

$$W_2 = (800 + 100)\left(2,5 + \frac{20^2}{1000} + \frac{1000}{76}\right) = 900 \,.\, 16,1 = 14500 \text{ kg.}$$

Nimmt man dies als indizierte Zugkraft (am Kolben, also einschließlich Maschinenreibung), so ist der nutzbare bei Widerstand am Triebradumfang bei dieser Doppellokomotive nicht höher als

$$W_e = 0,8 \;\; W_i = 0,8 \,.\, 14500 = 11600 \text{ kg.}$$

Daraus ergibt sich ein Reibungswert von

$$\frac{W_e}{Q_a} = \frac{11600}{78000} = \frac{1}{6,7}$$

bei vollen, und

$$= \frac{11600}{72000} = \frac{1}{6,2}$$

bei verbrauchten Vorräten.

Diese Werte erreichen noch lange nicht die dauernde Sicherheitsgrenze von $^1/_6$ (bezw. gar $^1/_5$ unter besten Umständen), so daß leicht noch eine größere Schleppleistung zu erzielen wäre.

Am 6. Juli 1905 fand mit der Schwestermaschine, No. 6122, der ausgestellten, eine Probefahrt auf der 78,5 km langen Strecke Paris—Beaumont—Beauvais statt, welche im ersten wie im zweiten Abschnitt dauernde Steigungen bis 1 : 76 mit nachfolgendem, ebenso steilen, Abstieg aufweist. Die Zuglasten waren auf dem Hinweg für die beiden Abschnitte diesseits und jenseits der Station Beaumont 860 und 1000 t, auf dem Rückweg 915 und 800 t. Die nutzbaren Zugkräfte am Tenderzughaken wurden durch Dynamometer festgestellt. Die Leistung wurde nicht besonders hochgetrieben; auf der 7,2 km langen Hauptsteigung von 1 : 76, welche durch ununterbrochene Krümmungen von 500 m Halbmesser erschwert ist, stieg die Geschwindigkeit des 800 t schweren Zuges (hinter der Lokomotive) auf 16 km/Std und die Zugkraft auf 11 400 kg, was wieder so ziemlich dem oben errechneten Wert gleichkommt.

Die Nutzleistung betrug in diesem Fall allerdings nur

$$N_e = 11400 \cdot \frac{16}{270} = 675 \text{ PS,}$$

die indizierte dagegen mindestens

$$N_i = \frac{675}{0,8} = 845 \text{ PS,}$$

was eine Beanspruchung der Heizfläche (zu 80 v. H. der Serverohrfläche gerechnet) von

$$\frac{845}{0,8 \,.\, 244} = 4,3 \text{ PS/qm}$$

ergibt.

Trotz der geringen Geschwindigkeit ist dies eine sehr schwache Beanspruchung, die dem Programm und den der Rechnung zugrunde gelegten Bedingungen nicht genügt. Letztere verlangen eine Leistung von

$$N_i = 14500 \; \frac{20}{270} = 1075 \text{ PS,}$$

also spezifisch

$$\frac{1075}{0,8 \,.\, 2,44} = 5,5 \text{ PS/qm,}$$

ein hoher Wert, der jedoch auch sonst bei vierzylindrigen

Lokomotiven erreicht wird, und hier um so eher erzielt werden sollte, weil die rechnungsmäßige Höchstleistung, bei 50—60 km/Std. bis 1650 PS geht.

Auf jeden Fall ist aber die Verwaltung der Nordbahn so befriedigt durch die bisherigen Ergebnisse, daß zu den zwei Probelokomotiven noch 30 Stück nachbestellt worden sind.

Viel billiger in der Anschaffung und Unterhaltung, sowie im Verbrauch von Wasser, Brennstoff und Schmierung, und für die auf freier Strecke vorkommenden Krümmungen genau so geschmeidig, ist freilich bei derselben Leistungsfähigkeit die neue $^5/_5$ gek. Heißdampf-Tenderlokomotive der Preußischen Staatsbahnen, die in Mailand 1906 ebenfalls ausgestellt worden ist; — jedoch gilt auch hier, was Eingangs schon bemerkt worden ist: auf Heißdampf haben sich die Franzosen bis jetzt nicht eingelassen und sind deshalb eben genötigt, mit bedeutend schwereren und verwickelteren Maschinen vorläufig noch die gewünschten Leistungen zu erzwingen.

29. $^2/_2$ gek. 600 mm-*spurige Fabriks-Tenderlokomotive* mit Zwillings-Naßdampfmaschine, gebaut und ausgestellt von der *Société Anonyme „La Meuse"*, Lüttich, 1905, Fabriksnummer 1937.

Diese zierliche Zwerglokomotive ist an Größe der vorigen gerade entgegengesetzt (Fig. 48) und mit ihrer sehr geringen Spur und ihrem Vollgewicht von nur 7 t auf



Fig. 48. Schmalspurige Fabriklokomotive von „La Meuse".

zwei Achsen von nur 1 m Radstand für Bahnen der einfachsten Art: Gruben-, Feld-, Waldbahnen, bestimmt, an die sie sich mit geringster Beanspruchung anschmiegt. Die sehr einfache, aber in allen Teilen doch einer Hauptbahnlokomotive entsprechende Konstruktion ist ohne weiteres aus der Abbildung verständlich; man könnte höchstens aufmerksam machen auf die *Belpaire*-Büchse, die äußeren Rahmen, die *Heusinger*-Steuerung, die Mittelpuffer, die seitlichen Wasserkästen.

Die Leistung mag etwa 40 PS, die höchste Geschwindigkeit 15 km/Std. betragen für entsprechende Belastung.

Spurweite		mm	600
Zylinderdurchmesser		„	165
Kolbenhub		„	300
Triebraddurchmesser		„	600
Kesselüberdruck		at	10
Heizfläche (feuerberührt)	Feuerbüchse	qm	1,43
	Rohre	„	8,07
	im ganzen	„	9,50
Rostfläche		„	0,3
Gewicht	leer	t	5,5
	im Dienst / Triebachslast	„	7,0
Vorräte	Wasser	kg	600
	Kohlen	„	90
Zugkraft		„	680
Radstand		mm	1000

Die Konstruktion solcher kleiner Lokomotiven für beliebige Sonderzwecke und alle Spurweiten ist seit Jahren eine Spezialität der Baufirma. —

30. $^3/_3$ gek. *meterspurige Kleinbahn-Tenderlokomotive* mit Zwillings-Naßdampfmaschine, gebaut und ausgestellt von *Decauville aîné, Ateliers de Petit-Bourg* (Frankreich) 1905.

Dies Lokomotivchen von unbekannter Bestimmung war von einer Bauart, wie sie die erwähnte Kleinbahnfirma in zahlreichen Stücken geliefert hat: Aeußere Rahmen, Antrieb der letzten Achse, *Heusinger*-Steuerung bei äußeren Zylindern, Wasserkästen zu beiden Seiten des Kessels, Dom hinter dem Kamin, *Belpaire*-Büchse usw. Die Puffer waren für Uebergangszwecke doppelt vorhanden: hochliegende Seitenpuffer der normalen Anordnung und tiefliegende Mittelpuffer.

Spurweite		mm	1000
Zylinderdurchmesser		„	250
Kolbenhub		„	320
Triebraddurchmesser		„	800
Kesseldruck		at	12
Heizfläche (feuerberührt)	Rohre	qm	23,2
	Feuerkiste	„	2,6
	im ganzen	„	25,8
Rostfläche		„	0,54
Gewicht	leer	t	11,5
	im Dienst / Triebachslast	„	14,6
Zugkraft ($a = 0{,}5$)		kg	1500

31. $^3/_4$ gek. *meterspurige Tenderlokomotive* „La Serre" der Ardennenbahn, gebaut und ausgestellt von *Wwe. L. Corpet & L. Louvet*, Paris, 1904, Fabriknummer 1037, Betriebsnummer 53.

Die Lokomotive gehört dem „Mogul"-Typ (1—3—0) an, indem vor die Zylinder eine einstellbare Laufachse, Bauart *Bissel*, gelegt ist, während die letzte, angetriebene Achse die Feuerbüchse unterstützt, so daß keine überhängenden Massen vorhanden sind. Dadurch wird Kurvenbeweglichkeit in hohem Maße erzielt und die Lokomotive zu Geschwindigkeiten bis 45 km/Std. befähigt, welche (abweichend von der deutschen Betriebsordnung!) für die schmalspurigen Ardennenbahnen, wie in der Schweiz für die Brünig- und rhätische Bahn, zulässig sind und entsprechend gebaute Lokomotiven verlangen; auch der Aktionsradius ist bei den bis an die Rauchkammer reichenden seitlichen Wasserkästen ziemlich groß.

Spurweite		mm	1000
Zylinderdurchmesser		„	300
Kolbenhub		„	450
Triebraddurchmesser		„	1006
Laufraddurchmesser		„	670
Kesselüberdruck		at	12,5
Heizrohre	Anzahl	—	103
	Länge (zw. Wänden)	mm	2740
	Durchmesser, außen	„	48

mittlerer Kesseldurchmesser		mm	1000
Heizfläche (feuerberührt)	Feuerkiste	qm	4,56
	Rohre	„	42,56
	im ganzen	„	47,12
Rostfläche		„	0,57
Gewicht	leer	„	19,0
	im Dienst	t	25,0
	Triebachslast	„	20,0

Zugkraft ($\alpha = 0{,}5$)	kg	2580
Größte Geschwindigkeit	km/Std.	45

Die 31 ausgestellten Lokomotiven sind hierdurch zum größten Teil so vollständig erledigt, als es die dem Verfasser seitens der ausstellenden Firmen bezw. Bahnen zur Verfügung gestellten Hilfsmittel erlaubt haben.

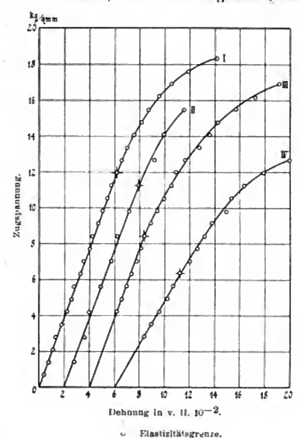
(Schluß folgt.)

Ueber den Einfluß zusammengesetzter Spannungen auf die elastischen Eigenschaften von Stahl.[1])

Von **Ewald L. Hancock,** La Fayette.

Die Versuche, über die nachstehend berichtet werden soll, stellen einen Teil des Arbeitsprogrammes dar, das von dem Verfasser aufgestellt und der *American Society for Testing Materials* in seinem früheren Bericht über den Einfluß kombinierter Spannung auf die elastischen Eigenschaften von Eisen und Stahl vorgelegt wurde.

Dieser Bericht[2]) enthielt die Ergebnisse von Versuchen mit einigen Proben aus niedrig gekohltem Stahl und Nickelstahl. Die Proben wurden auf Zug geprüft, indem sie gleichzeitig bis zu $^1/_3$, $^2/_3$, und bis zur vollen Elastizitätsgrenze auf Drehung beansprucht waren.

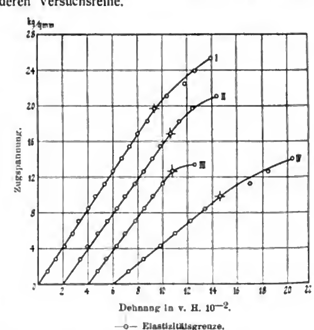


Material: Stahlrohre mit 1,9 mm Wandstärke.
Größe der Drehbeanspruchung τ_{max} während des Zugversuches: I = 0 (einfacher Zugversuch), II = $\frac{1}{3}\,\tau_P$, III = $\frac{2}{3}\,\tau_P$, IV = τ_P, wenn τ_P die Spannung an der Proportionalitätsgrenze beim Drehversuch bedeutet.

Fig. 1. Einfluß von Drehspannungen auf den Dehnungsverlauf beim Zugversuch.

Die Ergebnisse zeigten, *daß die Elastizitätsgrenze für Zug durch gleichzeitig herrschende Torsionsspannungen heruntergedrückt wird.*

Die weiteren Zug-Drehversuche, über die hier berichtet werden soll, wurden mit Stahlrohren ausgeführt. Das Prüfungsverfahren und die allgemeine Anordnung waren den früheren Versuchen[2]) mit Nickel und Kohlenstoffstahl gegenüber unverändert. Daneben wurden einige Versuche mit vollen Rundstäben aus niedrig gekohltem Stahl auf Druck unter gleichzeitiger Beanspruchung auf Verdrehen angestellt. Die letzteren bilden den Anfang einer besonderen Versuchsreihe.



Material: Stahlrohre mit 1,3 mm Wandstärke.
Größe der Drehbeanspruchung τ_{max} während des Zugversuches: I = 0 (einfacher Zugversuch), II = $\frac{1}{3}\,\tau_P$, III = $\frac{2}{3}\,\tau_P$, IV = τ_P, wenn τ_P die Spannung an der Proportionalitätsgrenze beim Drehversuch bedeutet.

Fig. 2. Einfluß von Drehspannungen auf den Dehnungsverlauf beim Zugversuch.

Sämtliche Versuche wurden unter Leitung des Verfassers in dem *Laboratorium for testing materials* der Purdue Universität ausgeführt.

Das Material.

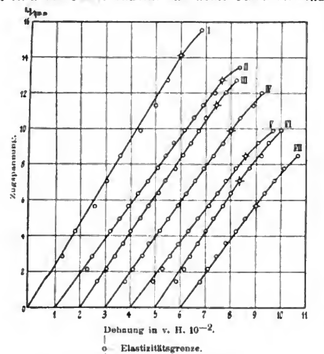
Es ist bekannt, daß bei Beanspruchung eines vollen Stabes auf Verdrehen die äußeren Fasern zuerst bis zur Elastizitätsgrenze beansprucht werden und daß hierbei die Beanspruchung nach der Achse des Stabes hin linear abnimmt. Es war klar, daß ein voller Rundstab unter Zugbelastung erhebliche Elastizität zeigen wird, wenn er gleichzeitig bis zur oder bis über die Elastizitätsgrenze auf Verdrehen beansprucht ist, da in diesem Falle ein gewisser Teil der Fasern im Innern des Stabes nicht zur Elasti-

---

[1]) Vortrag, gehalten vor der *American Society for Testing Materials*, Juni 1906. Nach dem Originalbericht bearbeitet.

[2]) s. D. p. J. 1906, Bd. **321**, S. 41.

zitätsgrenze beansprucht sein würde. Nun wurde angenommen, daß der Einfluß der gleichzeitig herrschenden Zug- und Drehspannungen besser zutage treten werde, wenn der Kern des Stabes entfernt und hohle Stäbe verwendet würden. Wie im folgenden gezeigt werden wird, weichen die Ergebnisse für dünnwandige Rohre nicht wesentlich von denen für dickwandige Rohre und volle Rundstäbe ab, ausgenommen die Dehnung an der Proportionalitätsgrenze. Nach Ansicht des Verfassers werden Versuche mit dünneren Rohren, als er sie bei seinen Versuchen verwendet hat, zu keinem anderen Ergebnis führen.



Material: Stahlrohre mit 6,4 mm Wandstärke.
Größe der Drehbeanspruchung τ_{max} während des Zugversuches: I = 0 (einfacher Zugversuch), II = $\frac{1}{6}\tau_P$, III = $\frac{1}{3}\tau_P$, IV = $\frac{1}{2}\tau_P$, V = $\frac{2}{3}\tau_P$, VI = $\frac{5}{6}\tau_P$, VII = τ_P, wenn τ_P die Spannung an der Proportionalitätsgrenze beim Drehversuch bedeutet.

Fig. 3. Einfluß von Drehspannungen auf den Dehnungsverlauf beim Zugversuch.

Die bei den Drehversuchen benutzten Stahlrohre hatten 25,4 mm (1 Zoll) äußeren Durchmesser, bei 1,3 bis 1,9 und 6,4 mm (0,05 — 0,075 und 0,25 Zoll) Wandstärke, entsprechend den lichten Weiten von 22,8—21,6 und 12,6 mm (0,90—0,85 und 0,50 Zoll). Die Rohre waren vor dem Versuch vollkommen ausgeglüht und von möglichst gleichmäßiger Wandstärke. Die Zahl der ausgeführten Zug-Drehversuche betrug über 40.

Material: ○ Stahlrohre, ● Nickel-Stahl, × Kohlenstoffstahl.
σ_P = Proportionalitätsgrenze beim Zugversuch.
τ_P = „ „ Drehversuch.

Fig. 4. Einfluß von Drehspannungen auf die Spannung an der Proportionalitätsgrenze beim Zugversuch.

Zu den Druck-Drehversuchen dienten volle Rundstäbe von 19 mm (0,75 Zoll) Durchm. aus niedrig gekohltem Stahl. Sie waren 203 mm (8 Zoll) lang und innerhalb der Versuchslänge auf 12,7 mm (0,50 Zoll) Durchm. zylindrisch abgedreht.

Tabelle 1.

Ergebnisse der Zugversuche bei gleichzeitiger Drehbeanspruchung.

Material	Innerer Durchmesser der Rohre mm	Beim Zugversuch gleichzeitig herrschende Drehbeanspruchung τ	Ergebnisse der Zugversuche: Proportionalitätsgrenze kg/qmm	Elastizitätsmodul E kg/qmm	Dehnung a. d. Proportionalitätsgrenze δ_P v. H.	Verhältniszahlen: Die Ergebnisse der reinen Zugversuche = 100 gesetzt: σ_P	E	δ_P
Stahlrohre von 25,4 mm äußerem Durchmesser	22,8	0	11,9	19 200	0,062	100	100	100
		$^1/_3\,\tau_P$	11,2	18 600	60	94	97	97
		$^2/_3\,\tau_P$	8,4	19 100	44	71	99	71
		$^3/_3\,\tau_P$	6,3	11 950	53	53	63	85
	21,6	0	19,6	20 790	0,094	100	100	100
		$^1/_3\,\tau_P$	16,8	19 460	86	86	94	92
		$^2/_3\,\tau_P$	12,6	17 500	68	64	84	72
		$^3/_3\,\tau_P$	9,8	11 340	86	50	55	92
	12,6	0	14,0	23 310	0,060	100	100	100
		$^1/_6\,\tau_P$	12,6	19 040	66	90	82	110
		$^2/_6\,\tau_P$	11,2	20 720	54	80	89	90
		$^3/_6\,\tau_P$	9,8	19 600	50	70	84	83
		$^4/_6\,\tau_P$	8,4	18 200	46	60	78	77
		$^5/_6\,\tau_P$	7,0	21 210	33	50	91	55
		$^6/_6\,\tau_P$	5,6	18 620	30	40	80	50
Nickelstahl	Rundstäbe	0	39,2	24 500	0,160	100	100	100
		$^1/_3\,\tau_P$	36,4	20 860	174	93	85	109
		$^2/_3\,\tau_P$	30,8	20 160	152	79	82	95
		$^3/_3\,\tau_P$	14,0	20 860	067	36	85	42
Weicher Kohlenstoffstahl	Rundstäbe	0	23,8	21 630	0,110	100	100	100
		$^1/_3\,\tau_P$	22,4	21 350	105	94	99	95
		$^2/_3\,\tau_P$	16,8	18 060	093	71	83	85
		$^3/_3\,\tau_P$	11,2	17 640	063	47	82	57

Versuchsergebnisse.

Fig. 1—3 zeigen, wie die Beziehungen zwischen Zugspannungen und Dehnungen bei den drei *Stahlrohren* verschiedener Wandstärke unter dem Einfluß der gleichzeitig herrschenden Drehspannungen τ_{max}, ausgedrückt in Teilen der *Dreh* - Proportionalitätsgrenze τ_P, ($\tau_{max} = x\,\tau_P$) sich ändern. Hierbei stellen Fig. 1 und 2 das Mittel aus mindestens je zwei, Fig. 3 das Mittel aus mindestens je drei Versuchen dar. Tab. 1

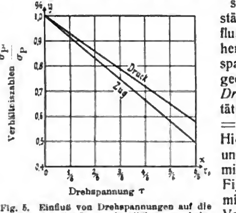


Fig. 5. Einfluß von Drehspannungen auf die Spannung an der Proportionalitätsgrenze beim Zug- und Druckversuch.

und 2 und Fig. 4 lassen erkennen, wie die Spannung an der Proportionalitätsgrenze beim Zugversuch, an den Schaulinien Fig. 1—3 durch -o- gekennzeichnet, bei *verschiedenen* Materialien mit wachsender Drehbeanspruchung abnimmt. Tab. 2 zeigt auch die Abnahme der Proportionalitätsgrenze für Druck infolge gleichzeitig herrschender Drehbeanspruchung für weichen Kohlenstoffstahl und Fig. 5 den Vergleich der Abnahme beim Druck- und beim Zugversuch.

Nach Fig. 4 läßt sich der Einfluß wachsender *Dreh*beanspruchung auf die Proportionalitätsgrenze bei *Zug*beanspruchung durch eine gerade Linie darstellen von der Gleichung

$$y = 1 - 0{,}5\,x,$$

wenn ist

$$y = \frac{\sigma'_P}{\sigma_P} \text{ und } x = \frac{\tau}{\tau_P},$$

also auch

Tabelle 2.

Material	Art der Beanspruchung	Beobachtungswerte: Zugspannung σ_P	Beobachtungswerte: Scheerspannung τ	Errechnete Werte: Zugspannung $q_1 = \frac{1}{2}\left[\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}\right]$	Errechnete Werte: Scheerspannung $q_2 = \frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$	$m = 4$: Zugspannung Z	$m = 4$: Scheerspannung T	$m = 3$: Zugspannung Z	$m = 3$: Scheerspannung T
	1. *Zug-Drehversuche.*								
Rundstäbe aus Nickelstahl	Einfacher Zugversuch	39,2	—	39,2	19,6	39,2	24,5	39,2	**26,1**
	„ Drehversuch	—	25,2 = τ_P	25,2	25,2	31,5	**31,5**	33,6	**33,6**
	Zug- und Drehbeanspruchung letztere ≃ $^1/_3\,\tau_P$	36,4	9,6	38,8	20,6	**39,4**	**25,8**	**39,6**	**27,5**
	$^2/_3\,\tau_P$	30,8	19,7	**40,4**	25,0	**42,7**	**31,2**	**43,5**	**33,4**
	$^3/_3\,\tau_P$	14,0	28,9	36,8	**29,8**	**42,4**	**37,1**	**44,2**	**39,6**
Rundstäbe aus Flußeisen	Einfacher Zugversuch	23,8	—	23,8	**11,9**	23,8	14,9	23,8	15,8
	„ Drehversuch	—	21,0 = τ_P	21,0	21,0	**26,2**	**26,2**	**28,0**	**28,0**
	Zug- und Drehbeanspruchung letztere ∾ $^1/_3\,\tau$	22,4	8,8	**25,3**	15,2	**26,2**	17,8	**26,3**	18,9
	$^2/_3\,\tau$	16,8	14,6	**25,1**	16,8	**27,1**	21,0	**27,8**	**22,4**
	$^3/_3\,\tau$	11,2	21,1	**27,5**	**21,8**	**31,5**	**27,3**	**32,7**	**29,1**
Stahlrohr d_a = 25,4 mm W = 1,9 mm	Einfacher Zugversuch	11,9	—	11,9	6,0	11,9	7,4	11,9	7,9
	„ Drehversuch	—	8,1 = τ_P	8,1	8,1	10,0	**10,0**	10,7	**10,7**
	Zug- und Drehbeanspruchung letztere ∾ $^1/_3\,\tau$	11,2	3,1	**12,0**	6,4	**12,2**	8,0	**12,3**	**8,6**
	$^2/_3\,\tau$	8,4	4,9	10,6	6,4	11,1	8,0	11,4	**8,6**
	$^3/_3\,\tau$	6,3	7,1	11,0	7,8	**12,1**	9,8	**12,5**	**10,4**
Stahlrohr d_a = 25,4 mm W = 1,3 mm	Einfacher Zugversuch	19,6	—	19,6	9,8	19,6	**12,2**	19,6	**13,0**
	„ Drehversuch	—	11,2 = τ_P	11,2	11,2	14,0	**14,0**	14,9	**14,9**
	Zug- und Drehbeanspruchung letztere ≃ $^1/_3\,\tau$	16,8	5,0	18,0	9,8	18,5	**12,2**	18,6	**13,0**
	$^2/_3\,\tau$	12,6	7,4	16,0	9,8	16,9	**12,2**	17,3	**13,1**
	$^3/_3\,\tau$	9,8	9,3	15,4	10,6	16,8	**13,2**	17,3	**14,1**
Stahlrohr d_a = 25,4 mm W = 6,4 mm	Einfacher Zugversuch	14,0	—	14,0	7,0	14,0	**8,7**	14,0	**9,3**
	„ Drehversuch	—	8,4 = τ_P	8,4	8,4	9,1	**10,5**	12,6	**11,2**
	Zug- und Drehbeanspruchung letztere ≃ $^1/_3\,\tau_P$	12,6	1,4	12,8	6,4	12,8	8.1	12,8	**8,6**
	$^2/_3\,\tau_P$	12,6	2,8	11.4	6,2	12,0	7,7	12,2	**8,3**
	$^3/_3\,\tau_P$	9,8	4,2	11,3	6,4	11,7	8,1	11,9	**8,6**
	$^4/_3\,\tau_P$	8,4	5,6	11,2	7,0	11.9	**8.7**	12,1	**9,3**
	$^5/_3\,\tau_P$	7,0	7,0	11,4	7,8	12,4	**9,8**	12,8	**10,4**
	$^6/_3\,\tau_P$	5,6	8,4	11,6	**8,8**	13,2	**11,1**	13,6	**11,8**
	2. *Druck-Drehversuche.*								
Rundstäbe aus Flußeisen von 19 mm Durchmesser	Einfacher Druckversuch	25,9	—	25,9	13,0	25,9	16,2	25,9	17,5
	„ Drehversuch	—	18,2 = τ_P	19,6	18,2	22.7	**22,7**	24,1	**24,2**
	Druck- und Drehbeanspruchung letztere = $^1/_6\,\tau$	24,5	3,0	25,0	12,6	25,0	15,7	25,0	16,8
	$^2/_6\,\tau$	22,4	6,1	24,0	12,7	24,3	15,9	24,4	17,0
	$^3/_6\,\tau$	20,6	9,1	24,1	13,1	24.8	17,2	25,1	**28,3**
	$^4/_6\,\tau$	18,2	12,1	24,6	15,3	**26,1**	**19,2**	**26,6**	**20,5**
	$^6/_6\,\tau$	16,8	15,2	25,0	17,4	**27,7**	**21,6**	**29,4**	**23,1**

$$\sigma'_P = \sigma_P\left(1 - \frac{\tau}{2\,\tau_P}\right),$$

wenn bedeuten:

σ_P die Proportionalitätsgrenze beim reinen Zugversuch.
τ_P „ „ „ „ Drehversuch.
σ'_P „ „ „ Zugversuch unter gleichzeitiger Drehbeanspruchung und
τ die beim Zugversuch gleichzeitig herrschende Drehbeanspruchung.

Die Verhältniszahlen Tab. 1 lassen erkennen, daß mit wachsender Drehbeanspruchung, von einigen Ausnahmen abgesehen, auch die Dehnung δ_P an der Proportionalitätsgrenze stetig abnimmt. Die Veränderung des Elastizitätsmoduls E verläuft weniger regelmäßig, doch tritt auch hier Abnahme mit wachsender Drehbeanspruchung zutage.

Die besprochenen Ergebnisse lassen sich dahin zusammenfassen, *daß die Spannung σ_P und die Dehnung δ_P an der Proportionalitätsgrenze und auch der Elastizitätsmodul E für Zug vermindert werden, wenn gleichzeitig Drehbeanspruchungen herrschen.* —

Bei gleichzeitiger Beanspruchung des Stabes durch Zug- (Normal-) Kräfte und durch Schubkräfte lauten die im allgemeinen gebräuchlichen Formeln zur Berechnung der größten Normalspannung q_1 und der größten Schubspannung q_2:

$$q_1 = \frac{1}{2}\left[\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2}\right] \text{ und } q_2 = \frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2},$$

wenn σ die Normalspannung und τ die Schubspannung bedeuten. Diese Formeln lassen den Einfluß, den das gleichzeitige Bestehen beider Spannungen auf die Dehnungszahl des Materials ausübt, ausser acht, sie ergeben daher nur „scheinbare" Spannungswerte. Um die „wirklichen" Spannungen Z und T zu errechnen, gelten bekanntlich nach *Poncelet* die Formeln

$$Z = \frac{m-1}{2\,m}\,\sigma + \frac{m+1}{2\,m}\sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2} \text{ und}$$

$$T = \frac{m+1}{2\,m}\sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2}.$$

Nach diesen Formeln sind nun unter Zugrundelegung der Spannung σ_P, die bei gleichzeitiger Beanspruchung des Stabes mit der Drehspannung τ für die Proportionalitätsgrenze beim Zugversuch ermittelt ist, die in Tab. 2 aufgeführten Werte für q_1, q_2, Z und T berechnet und zwar ist hierbei die *Poisson*sche Konstante m sowohl $= 3$ als auch $= 4$ gesetzt.

Von den errechneten Spannungswerten sind diejenigen, die größer sind als die Spannungen bei einfacher Beanspruchung auf Zug oder Torsion, in halbfetter Schrift gesetzt. Zum Beispiel wurde für den weichen Kohlenstoffstahl bei einfacher Beanspruchung beobachtet:

beim Zugversuch $\sigma_P = 23{,}9$ kg/qmm und
„ Drehversuch $\tau_P = 21{,}0$ „

Wurde der Stab aber, während er mit etwa $1/3\ \tau_P = 8{,}8$ kg/qmm auf Verdrehen beansprucht war, auf Zug geprüft, so wurde $\sigma_P = 22{,}4$ kg/qmm gefunden. Diesen Beobachtungswerten sind in Tab. 2 nun die Werte gegenübergestellt, die sich aus der Rechnung ergeben, wenn man setzt:

$\sigma = 22{,}4$ kg/qmm und
$\tau = 8{,}8$ „

Wie Tab. 2 zeigt, ist die *scheinbare* größte Scherspannung q_2 im allgemeinen geringer und die *wirkliche* größte Scherspannung T im allgemeinen größer als τ_P. Bei Benutzung der *Poisson*schen Konstante $m = 3$ wurden die größeren Werte gefunden.

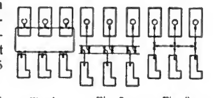
Bei den *vollen Rundstäben* und *dick*wandigen Rohren wurden die Werte von σ_P, ermittelt beim einfachen Zugversuch, von den Werten q_1, errechnet für die *wahrscheinliche* größte Zugspannung, nur in wenigen Fällen übertroffen, weit häufiger von den für die *wirkliche* Zugspannung berechneten Werten Z. Bei den dünnwandigen Rohren dagegen wurde σ_P weder von q_1 noch von Z jemals erreicht, während sich bei den Drehversuchen die berechneten Werte für T in den meisten Fällen größer erwiesen als der Wert τ_P (Proportionalitätsgrenze beim reinen Drehversuch). Allgemein folgt aus Tab. 2, daß bei Berechnung der Spannungen mit der *Poisson*schen Konstanten $m = 3$ die höchsten Werte erreicht werden.

Tab. 2 läßt den Schluß zu, daß man bei zusammengesetzter Beanspruchung die „wahren" Scherspannungen in Rechnung ziehen soll. Die völlige Uebereinstimmung der Ergebnisse für die dünnen Rohre, bei denen der Einfluß zusammengesetzter Spannungen genauer bestimmt werden kann, stützt diese Schlußfolgerung entgegen der Tatsache, daß gewöhnlich die größte Zugspannung als ausschlaggebend für das Verhalten der mit zusammengesetzten Spannungen beanspruchten Teile angesehen wird.

Rohrleitung zwischen Dampfkesseln und Kraftmaschinen.

Bei einem von der Zeitschrift „Het Vakblad" ausgehenden Preisausschreiben für eine Abhandlung über Dampfrohrleitungen enthielt die preisgekrönte Lösung von *F. van Iterson* einige bemerkenswerte Betrachtungen, welche wegen eines wahrscheinlich neuen Vorschlages, betreffend die Anordnung der Rohrleitung zwischen Dampfkesseln und Kraftmaschinen, auch Interesse für weitere Kreise haben dürften.

Die drei gebräuchlichen Anordnungen, welche zur Erzielung einer Betriebsreserve Anwendung finden, sind für drei Dampfkessel und drei Kraftmaschinen schematisch dargestellt in Fig. 1, 2 und 3. Es sind in der genannten Reihenfolge die Ringleitung, die Doppelleitung und die Kreuzleitung. In den ersten beiden Fällen kann man irgend ein Absperrventil oder Rohrstück der Hauptleitung fortnehmen und dennoch jeder Maschine aus jedem beliebigen Kessel Dampf zuführen. Bei der dritten Lösung kann es vorkommen, daß bei Arbeiten an der Mittelleitung, wie z. B. Verpacken der Flanschen, Einschleifen der Ventile und dgl. eine außenliegende Maschine nur mit dem gerade gegenüberliegenden Kessel verbunden werden kann. Die Anzahl der im letzten Fall gegenüber den beiden anderen Anordnungen gesparten Ventile ist nur sehr gering. (15 gegen 18.)


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

Obwohl die Ringleitung (Fig. 1) vielfach angewendet und sehr gelobt wird, ist sie dennoch die schlechteste. Die Doppelleitung (Fig. 2) ist ihr in jeder Hinsicht vorzuziehen, denn

1. hat der Dampf auf seinem Wege vom Kessel zur Maschine weniger Absperrventile zu durchlaufen;

besonders da, wo eine große Zahl von Kesseln und Maschinen Aufstellung findet, ist der Unterschied erheblich. Bei gleichem Druckverlust können daher die Rohrleitungen und Ventile enger genommen werden.

2. Werden die Rohrleitungen enger, weil sie nirgends die ganze erzeugte Dampfmenge zu führen haben, und weil bei dieser Anordnung diejenigen Teile der Leitungen, welche mehreren Maschinen Dampf zuführen, meistens kurz ausfallen werden.
3. Sind zwar die Ventile gleich zahlreich, ihre lichte Weite jedoch ist erheblich kleiner bei Doppelleitung wie bei Ringleitung; jedes Ventil hat ja nur Dampf für eine Maschine; bezw. von einem Kessel durchzulassen.
4. Ist jede Maschine und jeder Kessel, welcher außer Betrieb steht, durch zwei Ventile hintereinander von der Hauptleitung geschieden, was besonders vorteilhaft ist. Der Dampfverlust infolge Undichtheit wird vielfach unterschätzt; hat man aber zwei Ventile hintereinander, so ist kein Verlust aus diesem Grunde zu befürchten.

Die Kreuzleitung (Fig. 3) verdient in manchen Fällen den Vorzug; die Verluste durch Kondensation sind bei ihr am geringsten, da es keine tote Leitungsstücke gibt, die Leitungen sind am kürzesten und am engsten, zugleich die Anordnung sehr übersichtlich. Ihre Anwendung ist jedoch nur unter gewissen Lagerverhältnissen von Kessel- und Maschinenhaus möglich.

Den Vorschlag zu einer verbesserten Anordnung der Doppelleitung zeigt Fig. 4, wobei die Kondensationsverluste auf ein Mindestmaß beschränkt werden. Der besondere Vorteil der gezeichneten Leitungsführung besteht in der Möglichkeit einer äusserst übersichtlichen Anordnung der Ventile, wobei die Bedienung wegen der Zusammenbringung der Ventile für die Verteilung die denkbar einfachste wird. Als Nachteil dieses Systems könnte man hervorheben, daß von den Kesseln und Maschinen verhältnismäßig lange Leitungen ohne Reserve nach den Sammelstücken laufen. Der Einwand ist jedoch nicht von Wichtigkeit, da es höchst selten vorkommt, daß ein ununterbrochenes Rohrstück Anlaß zu Betriebsstörung gibt, während die Zahl der Ventile und Anschlußflanschen ohne Reserve nicht größer wird, wie bei den bisher üblichen Anordnungen.

Fig. 4.

Die bequeme Bedienung tritt besonders hervor, wenn man sie mit der sehr umständlichen Bedienung der Ringleitung vergleicht. *Kv.*

Probiermaschine von Sankey[1]).

Die Maschine dient zur Ausführung von Hin- und Herbiegeproben mit quadratischen Probestäben P (Fig. 1) von 10×10 mm Querschnitt und 100 mm Länge unter Aufzeichnung der Biegungsmomente bei jeder Biegung.

Die Probe wird mit einem Ende in dem mit der Grundplatte der Maschine verbundenen Schraubstock A festgelegt; am anderen Ende trägt sie den I förmigen Rahmen B, der an der Handhabe E in wagerechter Richtung hin- und herbewegt werden kann, wobei die Probe um je 70° nach beiden Seiten gebogen wird. Die Länge der Probe zwischen Rahmen und Schraubstock wird mittels Lehre stets gleich 50 mm bemessen.

Fig. 2. Fig. 3.

Fig. 1.

Zum Messen des Biegungsmomentes ist die Handhabe E in der Nähe der Einspannung des Stabendes an den Steg des Rahmens B bei D angelenkt und gegen den freien Flansch durch je eine Spiralfeder F abgestützt. Diese Federn werden daher bei Betätigung der Handhabe abwechselnd mit der zum Biegen der Probe erforderlichen Kraft zusammengedrückt, d. h. die Handhabe schwingt der geäußerten Kraft entsprechend in dem Rahmen. Hierbei wird durch den Mitnehmerstift H ein Zeiger zum Ausschlagen gebracht, dessen Drehpunkt zwischen den Federn am Rahmen liegt. Das Zeigerende G trägt einen Schreibstift, der den Ausschlag als Kreisbogenstück auf die mit Papier belegte, ebenfalls vom Rahmen getragene Scheibe K verzeichnet, deren Drehachse bei der Mittelstellung der Handhabe mit der Achse des Schreibstiftes zusammenfällt. Die Scheibe ist am Umfange gezahnt und wird nach jedem Biegen der Probe um 70° nach rechts und links selbsttätig um einen Zahn gedreht. Die Länge der verzeichneten Kreisbogen (Fig. 2 und 3) gibt somit das Maß für die biegende Kraft und ihre Anzahl die Zahl der Hin- und Herbiegungen.

Fk.

[1]) Engineering 1907 S. 209.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Chronograph. Zum Aufzeichnen der Geschwindigkeitsänderungen bei Gas- und anderen Maschinen dient eine mit der Welle der zu prüfenden Maschine durch eine besondere, jeden Totgang ausschließende Kupplung verbundene Trommel mit berußtem Papier. Eine Stimmgabel, die auf der Trommel eine Wellen-

linie aufschreiben soll, wird mittels eines Wagens an der Trommel entlang bewegt, die an einem Ende eine Teilung besitzt. Zum Einstellen der Stimmgabel und zum Ablesen der Teilung sind Lupen angebracht. (The Electrician 1906 und 1907, S. 367 u. 368.) *Pr.*

Spiegel-Galvanometer. (*Paul.*) Das auf der Ausstellung der *Physical Society* gezeigte *Campbell*sche Normal-Instrument mit beweglicher Spule hat eine Bifilaraufhängung mit großem Fadenabstand, um eine genaue Einstellung der Nullage zu gewährleisten. Der Magnet ist ziemlich groß und erzeugt im Luftraum eine Magnetisierung von B = 2000. Die Spule kann durch einen drehbaren Kopf eingestellt werden. Ihre Nullage hatte sich bei tagelanger starker Ablenkung um weniger als 1 : 2000 verändert.

Bei einem anderen Instrument, welches besonders brauchbar ist, falls Erschütterungen zu befürchten sind, wird die Aufhängung durch Federn gespannt gehalten. Es soll besonders für Kabelmessungen auf Schiffen dienen. (The Electrician 1906/1907, S. 367—368.) *Pr.*

Dampfmaschinen.

Tandem-Ventildampfmaschine, Baurat Lentz. (*Merk.*) Die Tandemzylinder für Maschinen bis 1000 PS sind aus einem Stück gegossen. Damit ist kurze Baulänge und geringer Raumbedarf verbunden. *Lentz* läßt die Laterne zwischen beiden Zylindern mit den schwer zugänglichen Stopfbüchsen fortfallen und wählt packungslose Stangenabdichtung und Zusammenziehung der beiden Zylinder zu einem einzigen. Einlaß- und Auslaßwege liegen einander diametral gegenüber. Es werden flachsitzige Doppelrohrventile durch *Lentz*sche Schwingdaumensteuerung betätigt. Der Dampf strömt unten in den Hochdruckzylinder und unten aus dem Niederdruckzylinder wieder aus. Ueber beiden Zylindern liegt der Aufnehmerkanal. Der Hochdruckzylinder liegt nach dem Rahmen hin und ist mit ihm verschraubt. Die Maschine ist sowohl mit Gabelrahmen als auch mit Bajonettrahmen durchgeführt. Der *Lentz*sche Regler zeigt *Vereinfachungen* gegen früher. Der Dampfverbrauch einer kurzhübigen 245 PS-Maschine stellte sich auf 6,19 kg i. d. PS/Std. und der Wirkungsgrad auf 93 v. H.

Die Maschine zeichnet sich durch einfache Getriebe und Gußteile von guter Form, hohe Wirtschaftlichkeit und Regelfähigkeit, Betriebssicherheit und übersichtliche Anordnung bei kleinem Gewicht und geringem Raumbedarf aus. (Zeitschr. d. Vereins d. Ing. 1907, S. 144—147.) *F.*

Eisenbahnwesen.

Bahnhofanlagen in Neu-Orleans. (*O. Blum.*) Die Illinois-Zentralbahn verbindet den Süden der Vereinigten Staaten mit St. Louis, Chicago, dem Seengebiet und dem Industriebezirk von Pennsylvanien. Sie vermittelt den größten Teil der Einfuhr von Neu-Orleans, im Werte von etwa 360 Millionen M jährlich, bestehend hauptsächlich in tropischen Früchten, und der Ausfuhr, etwa 600 Millionen M, bestehend in Zucker, Reis, Wolle, Häuten, Tabak und vor allem Baumwolle. Das Empfangsgebäude des Personenbahnhofs ist mit besonderer Rücksicht auf das tropisch heiße Klima gebaut und besitzt getrennte Räume für Farbige, denen das Betreten der für Weiße bestimmten Räume bei Strafe verboten ist. Die im Erdgeschoß liegenden Aufenthaltsräume für die Reisenden sind durch eine vorliegende überdachte Halle gegen unmittelbare Sonnenstrahlung geschützt, der Fußboden ist, um möglichst kühl zu halten, aus Zement gebildet, alle Türen stehen ständig offen, die Zwischenwände der einzelnen Räumlichkeiten reichen nur bis zu halber Deckenhöhe, so daß überall ungehinderter Luftzug vorhanden ist. Die Bahnsteighalle reicht bis an das Empfangsgebäude heran, die Bahnsteige sind mit Holz abgedielt und liegen in Schienenhöhe. Die dreischiffige Bahnsteighalle ist seitlich offen und über den Seitenbahnsteigen mit Wellblech, über den beiden mittleren mit Glas eingedeckt. Der für die Bewältigung des Ortsgüterverkehrs und den größten Teil des Umschlagverkehrs dienende Güter- und Hafenbahnhof liegt am Ufer des Mississippi. Er besteht aus folgenden Güterschuppen: Zunächst eine Reihe von Empfangsschuppen, eingefaßt von mehreren Ankunftsgleisen jederseits, sodann eine Reihe von Versandschuppen mit überdachter Ladestraße, dann folgen überdachte offene Hallen, die nur zur Zeit der Baumwollenernte für den außerordentlich starken Baumwollenverkehr benutzt werden. Am Fluß entlang liegen die Hallen für Verladung von Gemüse und Früchten; für den Bananenverkehr z. B. sind besondere Züge mit durchgehenden Sonderwagen eingerichtet. Der Umschlag aus den Schiffen in die Züge geht außerordentlich schnell vor sich; als Beispiel wird angeführt, daß die aus großen Früchten bestehende Ladung eines Seeschiffes in vier Stunden von 200 Mann entladen, gesichtet und in 65 Eisenbahnwagen von je 25 t verladen wurde. (Organ f. d. Fortschritte des Eisenbahnwesens 1906, Bd. 43, S 244—247.) *S.*

Elektrotechnik.

Amalgamieren von Zinkelektroden galvanischer Elemente. (*Brandt.*) Für das Amalgamieren einer größeren Anzahl Zinkelektroden empfiehlt Verfasser die Verwendung einer Säurelösung, der Quecksilber beigemischt wird. Die gebrauchsfertige Säure besteht in einer Mischung von 250 g Salpeter- und 750 g Salzsäure, in welcher nach vorheriger, geringer Anwärmung 200 g Quecksilber gelöst worden sind. Diesem Gemisch werden weitere 1000 g Salzsäure zugesetzt. Die Elektroden werden in diese Flüssigkeit einige Sekunden eingetaucht, in Wasser abgespült und mit feingesiebten Sägespänen trocken gerieben, wobei darauf zu achten ist, daß zur Erzielung eines schönen silberartigen Glanzes das Spülwasser öfter gewechselt wird und die zum Trockenreiben benutzten Sägespäne nicht zu feucht werden. Ist der Quecksilberniederschlag stellenweise zu stark oder nicht erfolgt, so genügt es, die Säure etwas anzuwärmen und umzurühren. (Elektropraktiker, Beilage zur Helios Exportzeitschrift f. Elektrot. 1906, No. 52, S. 103.) *Br.*

Lokomotiven.

Kesselspannung bei Lokomotiven. In der „Carnegie Institution of Washington" wurden Versuche ausgeführt, um den Wert der Kesselspannung bei Lokomotiven festzustellen. Der Dampfdruck war dabei durchschnittlich 17, 15,6, 14,0, 12,7, 11,3 und 8,5 $^{kg}/_{qcm}$. Die eine Versuchslokomotive machte dabei im ganzen etwa 3 Mill. Umdrehungen, welche einer zurückgelegten Strecke von 23000 km entsprechen würden. Die Schwierigkeiten, genaue Versuche mit solchen Lokomotiven auszuführen, nehmen mit dem Anwachsen der Dampfspannung sehr schnell zu, da dann der Kesselstein sehr fest an den Heizröhren haftet. Bei der ersten Versuchslokomotive betrug die Dampfspannung bis 10 kg, bei der zweiten bis 16 kg und mehr. Nachdem diese Lokomotive so lange gearbeitet hatte, daß die Umdrehungszahl einer Strecke von 48000 km entsprach, entstanden Risse in den Seitenwänden des Kessels, so daß dieser undicht wurde. Bei einem Druck von 17 $^{kg}/_{qcm}$ war die Temperatur des Wassers so groß, daß die Injektoren schon nach zweistündiger Arbeitszeit versagten. Das Speisewasser wurde bei späteren Versuchen der Warmwasserheizung entnommen und so konnte mit fast destilliertem Wasser gearbeitet werden. Damit wurden die Versuche mit 17 $^{kg}/_{qcm}$ zu Ende geführt. Diese haben dann ergeben, daß die Verdampfungsfähigkeit des Kessels durch die Drucksteigerung innerhalb 8,5 bis 17 $^{kg}/_{qcm}$ wenig beeinflußt wird. Die Rauchkammertemperatur lag zwischen 310 und 460° C, und zwar entspricht die kleinere Temperatur einer Verdampfung von 20 kg Wasser für 1 qm Heizfläche i. d. Std., die größere Temperatur einer solchen von 70 kg. Die Rauchkammertemperatur T° C wird nur wenig beeinflußt durch die Aenderung des Dampfdruckes. Dieselbe kann dann aus folgender Gleichung bestimmt werden:

$$T = 254 + 2{,}86\, H.$$

Dabei bedeutet H die Wassermenge von 100° C in kg, welche für 1 qm Heizfläche i. d. Stunde in Dampf von 100° C verwandelt werden kann. Tabelle 1 zeigt die Abhängigkeit des Kohlenverbrauchs von der Dampfspannung.

Tabelle 1.

Dampfspannung kg/qcm	Kohlenverbrauch für 1 PSi	Mehrverbrauch in v. H.
17,0	3,25	—
15,5	3,30	1,5
14,0	3,34	1,2
12,5	3,40	1,8
11,0	3,47	2,0
10,0	3,60	3,8
8,5	3,77	4,7

Der Dampfverbrauch ergab bei normalen Verhältnissen die aus Tab. 2 ersichtlichen Werte.

Tabelle 2.

Dampfverbrauch kg/PS und Std.	Kesseldruck kg/qcm
13,0	8,5
12,3	10,0
11,9	11,0
11,6	12,5
11,2	14,0
11,1	15,5
11,0	17,0

Hieraus folgt, daß mit dem Anwachsen des Dampfdruckes der Dampfverbrauch nicht dementsprechend abnimmt. Beim Anwachsen des Druckes von 11,0 auf 14 kg beträgt die Dampfersparnis 0,7 kg/PS und Std., bei derselben Aenderung von 14 auf 17 kg beträgt diese Ersparnis aber nur mehr 0,2 kg.

Wenn die Lokomotive sich nicht im vorzüglichen Zustande befindet und das Speisewasser nicht sehr rein ist, dann soll der Betriebsdruck 13,0 kg/qcm absol. nicht überschreiten, und keine ökonomische Erwägung läßt die Anwendung einer Dampfspannung größer als 15,5 kg/qcm Ueberdruck rechtfertigen. (The Rail Road Gazette 1906, S. 489—492.) *W.*

Materialienkunde.

Elektrische Kraft und Durchschlagfestigkeit in zwei hintereinander geschalteten Isolierstoffen. (*Benischke.*) Zur Isolierung sehr hoher Spannungen empfiehlt sich die Anwendung zweier verschiedener Isolationsschichten, die in bezug auf die Richtung der elektrischen Kraftlinien hintereinander geschaltet sind, was sich besonders bei Porzellandurchführungen bewährt hat. Sind so zwei Isolierstoffe von verschiedener Dielektrizitätskonstante hintereinander geschaltet, so ist die elektrische Kraft in dem Stoffe mit kleinerer Dielektrizitätskonstante größer, in dem Stoffe mit der größeren Dielektrizitätskonstante kleiner und die gesamte Durchschlagfestigkeit größer als wenn der ganze Raum von einem einzigen Stoff ausgefüllt ist. Bei Kabeln, die konzentrische Schichten verschiedener Dielektrizitätskonstante enthalten, wird die durch die geometrische Form bedingte Ungleichheit der elektrischen Kraft kleiner, wenn der Stoff mit der größeren Dielektrizitätskonstante innen liegt und umgekehrt. Hat einer der beiden Isolierstoffe ein merkliches Leitungsvermögen, so tritt eine erhebliche Verschlechterung der gesamten Durchschlagfestigkeit ein, weil dann das ganze Potenzialgefälle auf den anderen Stoff kommt, und dadurch die elektrische Kraft größer wird als wenn der ganze Raum von diesem Stoff ausgefüllt ist. Eine Folge dieser Erfahrungen ist es, daß bei der *Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft* in gewissen Fällen ineinander geschobene Mikanit- und Porzellanzylinder verwendet und die Porzellandurchführungen bei Stromwandlern und Oelschaltern für sehr hohe Spannungen in Stabilitbuchsen eingesetzt werden, oder die ganze Deckplatte aus Stabilit angefertigt wird. (Elektrot. Zeitschrift, Jahrgang XXVIII, 1907, Heft 5, S. 95—97.) *Br.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Verankerung der Straßenbahngleise in Asphaltstraßen. (*Dietrich.*) Um das Hochgehen der Schienen beim Einstampfen in Beton, oder bei Wärmeausdehnung zu verhindern, werden seit einiger Zeit Monierplatten verwendet, in denen Ankerbolzen zum Festhalten der Schienen mittels Muttern und Klemmplatten eingelassen sind. Einfacher ist ein neues Verfahren, bei dem Ankereisen I-Profil in etwa 3—4 m Abstand quer unter dem Gleis in der Betonbettung angeordnet werden; auf diesen wird die Schiene durch Klammereisen festgehalten und in ihrer Höhenlage durch Keile ausgerichtet. Wesentlich ist neben der Einfachheit, daß die Ankereisen bei Schienenauswechselungen in ihrer Lage verbleiben und weiter verwendet werden können. (Eisenbahntechnische Zeitschrift 1906, S. 1018—1019.) *Pr.*

Transportanlagen.

Elektrische Spille. (*E. Herrmann.*) Früher wurde zum Betrieb von Spillen meist Druckwasser oder Dampf als Kraftmittel verwandt. Der hydraulische Betrieb ist hier indes fast gänzlich dem elektrischen gewichen. Dampfspille findet man jedoch noch vielfach auf den Schiffen der Handelsmarine. Motor, Triebwerkteile und Anlasser der elektrischen Spille befinden sich gewöhnlich in einem wasserdichten gußeisernen Kasten. Dieser wird bis zum Deckel in den Erdboden eingelassen; als Fundament dient eine 20 cm hohe Stampfbetonschicht. Der Deckel ist aufklappbar, um Motor und Triebwerkteile untersuchen zu können.

Als Uebersetzungsmittel dient meist ein Schneckengetriebe; das Schneckenrad sitzt auf der Welle der Spilltrommel. Bei größeren Zugkräften wird noch ein Stirnradvorgelege eingeschaltet.

Die Seilgeschwindigkeit schwankt je nach den Zugkräften von 0,1 bis 1 m/Sek. Größere Geschwindigkeiten sind unzweckmäßig, weil dann das Ablegen des ablaufenden Trums besondere Handfertigkeit des Arbeiters erfordert.

Der Berechnung der Antriebskraft kann man bei ebener Strecke und gut verlegtem Gleis eine Zugkraft von 10 kg für je 1 t Wagengewicht zugrunde legen. Auf Schiffswerften findet man Spille bis 10 000 kg Zugkraft.

Je nach der Stromart des Netzes werden Gleichstrom- und Drehstrommotoren verwandt. Bei Gleichstrom ist der Hauptstrommotor wegen seines großen Anzugsmomentes und seiner Selbstregulierung der gebräuchlichere. In manchen Fällen werden auch Kompoundmotoren verwandt.

Die Spillmotoren sind nicht reversierbar, da eine Aenderung der Bewegungsrichtung des Seiles durch Rechts- oder Linksumlegen erzielt werden kann. Es sind zwei Anlaßverfahren im Gebrauch, durch Steckschlüssel und Fußtrittsteuerung.

Bei dem ersteren Verfahren steuert der Führer den Motor wie im Kranbetrieb durch einen Kontroller; an Stelle des Steuerhebels tritt hier jedoch ein Steckschlüssel, der auf einen Vierkant der Anlasserwelle gesetzt und nach erfolgtem Gebrauch abgezogen wird. Bei diesem Verfahren muß der Arbeiter einige Uebung in der Betätigung des Anlassers besitzen. Diese ist nicht erforderlich bei der Fußtrittsteuerung; hierzu kann jeder beliebige Arbeiter verwandt werden, da er nur mit dem Fuße einen Kolben niederzudrücken hat, aber auf den normalen Anlauf des Motors weiter keinen Einfluß ausübt.

Durch Freigeben des Fußtrittes geht der Anlasserkolben in seine Ruhelage selbsttätig zurück, wodurch der Motor ausgeschaltet wird.

Eine Geschwindigkeitsregelung ist bei diesem Anlaßverfahren nicht gut durchführbar; man kann diese indes durch zwei Spillköpfe von verschiedenem Durchmesser auf derselben Welle erreichen.

Das Ingangsetzen des Spills durch Unberufene wird durch besondere Vorrichtungen verhindert. Für Gleichstrommotoren über 15 PS werden auch Selbstanlasser verwandt. Das Abschalten der Widerstandsstufen ist hier von der Umlaufzahl der Motorwelle abhängig gemacht; je nach der Spillbelastung wird daher der Anlauf kürzere oder längere Zeit in Anspruch nehmen. Bei Ueberlastung und auch beim Verschwinden des Netzstromes kommt das Spill selbsttätig zur Ruhe. Der Führer hat bei diesem Anlasser nur den Kolben eines Hilfsstromschalters niederzudrücken.

Bremsen sind bei Spillen meist nicht erforderlich, da das Abwerfen des Seiles von der Trommel genügt, um die Last zum Stillstand zn bringen. Nur wo ein schnelles Anhalten des Triebwerkes verlangt wird, wendet man eine Bandbremse mit Bremsmagneten an. (E. T. Z. 1907, S. 51—55.) *Ds.*

Turbinen.

Pelton-Turbine. Eine der größten bis jetzt in Großbritannien ausgeführten hydraulischen Turbinen wurde kürzlich von der Firma *W. Günther & Sons* in Oldham an die Britisch-Indische Regierung zur Erweiterung der Kraftzentrale der *Wellington Cordite Factory* geliefert. Es handelt sich um eine einrädrige *Pelton*-Turbine, welche bei 630 Fuß Druckhöhe und 400 Umdrehungen i. d. Minute 900 PS_e leistet. Die lichte Weite der einfachen runden Zuführdüse wird bei verminderter Belastung durch eine spießförmige Zange, welche mehr oder weniger in die Düse hineingeschoben wird, verringert. Die Düse selbst ist aus Stahl, die Zangenspitze aus Phosphorbronze hergestellt. Die Regulierung (d. h. also die Verschiebung der genannten Stange) wird durch einen Servomotor bewerkstelligt, obwohl ebenfalls Bewegung von Hand vorgesehen ist. Als Druckwasser für den Servomotor kann entweder der volle Wasserdruck der Hauptzufuhrleitung oder, da das Betriebswasser zeitweilig viel Sand führt, reines Wasser aus einer besonderen Leitung mit etwa 233 Fuß Druckhöhe verwendet werden. Die lichte Weite des Absperrschiebers unmittelbar vor der Turbine hat 24 inch. Mittellinie. Um bei plötzlicher Entlastung der Turbine Wasserstößen in der Leitung vorzubeugen, ist ein selbsttätiges Entlastungsventil auf dem Zufuhrrohr aufgestellt, welches sich bei Druckzunahme plötzlich öffnet, sich jedoch nur langsam wieder schließt. Dies wird dadurch erreicht, daß der Gegendruck nicht wie gewöhnlich durch eine Feder, sondern durch Wasserdruck erzeugt wird. Die 16 *Pelton*-Schaufeln sind einzeln je mittels zweier Bolzen mit der gußstählernen Radscheibe verschraubt. (The Engineer 1907, S. 143.) *Ky.*

Wasserkraftanlage.

Wasserkraftanlage. Die *Juniata Hydro-Electric Co.* erbaut am Juniata River in den Vereinigten Staaten von Nordamerika (Pa) zwei Wasserkraftwerke. Das Hauptwerk liegt bei Warriors Ridge und wurde am 1. Oktober 1906 begonnen und Ende Januar fertiggestellt. Das vereinigte Dampf- und Wasserkraftwerk soll 8000 PS leisten, wovon zunächst 4000 PS durch Wasserkraft und 1500 PS durch Dampfkraft gewonnen werden. Die Wasserkraftanlage besteht aus vier liegenden Doppelturbinen von *Morgan Smith* mit je 990 mm Laufraddurchmesser; sie leisten je 1000 PS bei 200 Umd./Min und 8,23 m Gefälle. Sie sind in einer 8,30 m breiten Wasserkammer aufgestellt und besitzen je ein gußeisernes 3,96 m langes Saugrohr von 2,44 m oberem bezw. 2,74 m unterem Durchmesser. Die Turbinenwelle geht durch die Abschlußwand der Wasserkammer in den Dynamoraum. wo sie mit je einem 500 KW-Drehstromgenerator direkt gekuppelt sind. Zwei Doppelturbinen gleicher Bauart von je 381 mm Laufraddurchmesser und je 150 PS Leistung bei 550 Uml./Min. sind mit je einer 75 KW-Erregerdynamo gekuppelt. Das angebaute Aushilfsdampfkraftwerk enthält vier stehende *Curtis*-Turbodynamos für je 500 KW Leistung bei 1800 Uml./Min., von welchen erst zwei aufgestellt wurden. Die Gesamtanlagekosten des Kraftwerkes betragen 1 785 000 M. (Engineering Record 1906, S. 678—681.) *A. M.*

Werkzeugmaschinen.

Kraftverbrauch von Fräsmaschinen. (*Streiff.*) Verfasser gibt Versuchsresultate auf einer in Hobelmaschinenform ausgeführten Spezialfräsmaschine mit kräftigem Bett und durch Spindel sich selbsttätig darauf vorschiebendem Tisch. Die Ständer, namentlich der antriebseitige, waren der stärksten Beanspruchung entsprechend äußerst kräftig. Der Antrieb erfolgt durch Stufenscheibe und Schneckenrad. Der Versuchsfräser aus Schnelldrehstahl war 600 mm breit und aus vier Teilen hergestellt, die außer der Befestigung auf dem Dorn noch verkuppelt waren. Der Durchmesser des Fräsers war 150 mm, die Zähne (20 am Umfang) waren im Winkel von 13° geneigt, hinterdreht und durch einen Gewindegang von 20 mm Steigung getrennt. Sie waren derart ausgearbeitet, daß sie fast nur von der Seite schnitten. Die folgende Tabelle führt nur solche Versuche auf, bei denen der Kraftverbrauch mit Sicherheit abzulesen war und die Maschine gut arbeitete. Das Material der Arbeitsstücke hatte 60—95 kg Festigkeit. Es ergab sich, daß bei den hohen Leistungen, für die der Schneckenantrieb gerechnet war, der Kraftverbrauch nicht höher als bei Stirnrädern ist. Bei kleineren Leistungen war der Natur des Schneckenantriebes gemäß der Kraftverbrauch entsprechend höher. Für 1 kg Späne wird der Kraftverbrauch in der Stunde desto geringer, je kleiner das Verhältnis von Schnittbreite zur Schnittiefe ist; um so größer, je geringer der Vorschub ist. (Werkstattstechnik 1907, S. 21—22.) *Br.*

No.	Tourenzahl des Fräsers i. d. Min.	Vorschub		Schnittgeschwind. d. Fräsers i. d. Min.	Span		Kraftverbrauch	Spangewicht f. d. Std.	Kraftverbrauch f. d. kg/Std.
		i. d. Min. mm	f. d. Umdrehung mm	m	Tiefe mm	Breite mm	PS	kg	PS
1	24	6,25	2,6	11,3	6,5	600	25	111	0,225
2	24	89,0	3,7	11,3	6,5	260	17	68	0,25
3	24	110,5	4,6	11,3	3,5	250	17	44,2	0,382
4	24	89,0	3,7	11,3	12,5	250	27	222	0,121
5	19	110,0	5,8	9,0	7,0	236	17	150	1,113
6	23	106,0	4,6	10,9	7,0	520	27	175	0,154
7	23	106,0	4,6	10,9	7,0	250	20	83	0,241
8	40	48,0	1,2	19,5	6,0	260	17	33,6	0,51
9	40	100,0	2,6	19,5	9,5	350	21	150	0,14
10	40	147,0	3,7	19,5	4,0	420	17	55,6	0,306

Bücherschau.

Die Monolität der Betonbauten, von *N. A. Shitkewitsch.* Heft VII der Forscherarbeiten auf dem Gebiete des Eisenbetons, Verlag von Ernst & Sohn, Berlin 1906. (Preis 5 M.)

Während die übrigen Hefte der Forscherarbeiten sich besonders mit Eisenbetonbau beschäftigen, behandelt diese Studie die Eigenschaften des Betons, soweit sie seine Monolität bedingen oder beeinflussen. Es werden alle diejenigen Erscheinungen erörtert, welche im Beton Risse verursachen können, und auch die Mittel besprochen, welche das Entstehen von Rissen verhindern sollen.

Der Zweck des Buches läßt sich durch folgenden Satz des Verfassers ausdrücken:

„Betonbauten, welche ihrer Bestimmung vollständig entsprechen sollen, können nur erhalten werden durch Aufklärung aller den Erhärtungsprozess begleitenden Naturerscheinungen und bei einer Möglichkeit der Beseitigung jener Umstände, welche das ordnungsmäßige Fortschreiten des Erhärtungsprozesses ändern oder innere Spannungen hervorrufen könnten, welche letztere die mechanischen Eigenschaften verringern und im äußersten Falle die Monolität des Baues brechen können. Daher werden die Haupteigenschaften des Betons, welche den größten Einfluß auf seine Monolität haben, erläutert und zugleich einige Sonderheiten in der Anwendung des Betons zur Ausführung massiver Bauten angeführt."

Demgemäß sind folgende Kapitel eingehend behandelt:

Der Einfluß der Feuchtigkeit auf die Volumenänderung der Bestandteile des Betons, das Verhalten des Betons beim Erhärten an der Luft und im Wasser, der Einfluß der äußeren Temperatur auf Mörtel und Beton, die Temperaturerhöhung während der Erhärtungsperiode, der Einfluß der Mahlung und der Zusätze von Zement auf die Volumbeständigkeit, die elastischen Eigenschaften des Betons und Mörtels bei Beanspruchung auf Zug und Druck, der Gesamteinfluß der Feuchtigkeit und des Frostes. Außer diesen physikalischen und chemischen Erscheinungen werden noch die mechanischen und konstruktiven Grundbedingungen für die Monolität in folgenden Kapiteln behandelt: Der Einfluß des Stampfens auf die Gleichartigkeit der einzelnen Schichten beim Betonlegen, insbesondere der Einfluß eines Ueberschusses von Wasser, der Einfluß des Stampfens auf das Gebinde zweier Arbeitsschichten, der Einfluß des Unterbrechens der Stampfarbeit, der Einfluß der Konstruktionsbedingungen auf die Monolität der Betonbauten, die Ursache der Vertikal- und Horizontalrisse, die Aufführungsarten, welche die Bewahrung einer Monolität der Betonbauten sichern, erläutert an Beispielen aus dem Festungsbau und Brückenbau (Dreigelenkbogen).

Die wesentlichste Forderung des Verfassers für die Bewahrung der Monolität ist die Sicherung möglichst großer Unabhängigkeit der einzelnen Teile des Bauwerkes, welche sich in verschiedenen Bedingungen bezüglich der Belastung und des Einflusses der umgebenden Atmosphäre befinden, was durch Zergliederung des ganzen Massivs in einzelne Monolite vermittels Anwendung von horizontalen und vertikalen Einschnitten erzielt werden kann. Zur Bewahrung freistehender Betonbauten verlangt der Verfasser eine starke Bekleidung der äußeren Mauerflächen und eine wasserdichte Bedeckung aller übrigen offenen Flächen.

Bei der steigenden Bedeutung des Betonbaues ist diese Studie sehr zeitgemäß, da die genaueren Kenntnisse der physikalischen Eigenschaften des Betons und seiner Bestandteile, sowie der Erscheinungen, welche den Erhärtungsprozeß begleiten, noch wenig verbreitet sind.

Es soll besonders empfehlend hervorgehoben werden, daß das Buch viel, auch für die Praxis wichtiges Zahlenmaterial enthält, und daß am Ende jedes Abschnittes die Ergebnisse desselben in Leitsätzen zusammengestellt sind.

Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Monographien über angewandte Elektrochemie. XXV. Band. Deutsches Patentrecht für Chemiker. Von Dr. *Julius Ephraim,* Chemiker und Patentanwalt, Berlin. Halle a. S., 1907. Wilhelm Knapp. Preis geh. M. 18,—.

Die Patentgesetze aller Völker. Bearbeitet und mit Vorbemerkungen und Uebersichten, sowie einem Schlagwortverzeichnis versehen. Von Geh. Justizrat Dr. *Josef Kohler,* ordentl. Prof. an der Universität Berlin und *Maximilian Mintz,* Patentanwalt in Berlin. Band 1. Lieferung 3. Berlin, 1906. R. von Decker (G. Schenk). Preis geh. M. 9,50.

Kalender für Betriebsleitung und praktischen Maschinenbau 1907. XV. Jahrgang. Hand- und Hilfsbuch für Besitzer und Leiter maschineller Anlagen, Betriebsbeamte, Techniker, Monteure und solche die es werden wollen. Unter Mitwirkung erfahrener Betriebsleiter herausgegeben von *Hugo Güldner,* Fabrikdirektor, gerichtlich vereideter Sachverständiger für allgem. Fabrikbetrieb und Wärmekraftmaschinenbau. In zwei Teilen. Erster Teil: Für die Tasche, zweiter Teil: Für den Arbeitstisch. Mit über 520 Abb. Leipzig, 1907. H. A. Ludwig Degener.

Die Patentgesetze aller Völker. Band 1. Lieferung 4 und 5. Preis geh. M. 14,—.

Beiträge zur Theorie hölzerner Tragwerke des Hochbaues. 1. Hänge- und Sprengewerke. Von *Siegmund Müller,* Professor an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin. Mit 25 Abb. Berlin, 1907. Wilh. Ernst & Sohn. Preis geh. M. 1,20.

Katalog der Erzeugnisse der Firmen Siemens & Halske und Siemens-Schuckertwerke im Deutschen Museum zu München.

Hilfsbuch für die Elektrotechnik. Unter Mitwirkung namhafter Fachgenossen bearbeitet und herausgegeben von Dr. *Karl Strecker.* Siebente umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 675 Abb. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geb. M. 14,—.

Kursus in Statik und Festigkeitslehre. Zum Selbststudium für Bau- und Maschinen-Ingenieure. Ein Lehrbuch in elementarer Darstellung für die Bedürfnisse der Praxis von *Max Fischer,* Ingenieur und ehem. Lehrer a. e. technischen Fachschule. Erste Lieferung. Berlin, 1906. Kommissionsverlag von Max Pasch. Preis pro Lieferung M. 5,—.

Das Patent-Musterschutz- und Warenzeichenwesen. Für die Praxis bearbeitet von *A. Johanning,* Direktor der *Motorfabrik Rastatt* und *Patentverwertungsgesellschaft Haselwander G. m. b. H.* in Rastatt. C. Wild.

Otto von Guericke. Festvortrag aus Anlaß der Grundsteinlegung des Deutschen Museums zu München, gehalten im Wittelsbachpalais am 13. November 1906 von *A. Slaby.* Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geh. M. 0,60.

Einführung in die Phasenlehre und ihre Anwendungen. Band VI. Von Dr. *Alfred Findlay* an der Universität Birmingham. Mit 134 Abb. und einer Tafel. Deutsch von Professor *G. Siebert*-Wiesbaden. Leipzig. 1907. Johann Ambrosius Barth. Preis geh. M. 10,—, geb. M. 11,—.

Aufgaben aus der Technischen Mechanik. Von *Ferdinand Wittenbauer,* o. ö. Prof. an der k. k. technischen Hochschule in Graz. 1. Band. Allgemeiner Teil. 770 Aufgaben nebst Lösungen. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geh. M. 5,—, geb. M. 5,80.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 13. **Berlin, 30. März 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Anwendung des Tallowwood-Hartholzes im Eisenbahn- und Straßenbau.

Von Regierungsbaumeister **Jaehn** in Bromberg.

Es ist eine interessante Tatsache, daß der Ursprung der heutigen Eisenbahnen in der erstmaligen Verwendung des Holzes im Straßenbau zu finden ist. Das Bestreben, Massengüter wie Kohle und Erze möglichst schnell und billig nach den Verladeplätzen, den Hafenanlagen zu befördern, hat den Anlaß dazu gegeben, in die ausgefahrenen Gleise der Straßen starke Holzbohlen zu legen, die man im weiteren Verlauf noch durch Querschwellen unterstützte. Damit war das Charakteristikum der Eisenbahn, nämlich die Spurbahn gegeben, deren Aufgabe es war, den Lauf der Fahrzeuge durch hölzerne und später metallene Stränge zu regeln, die Reibung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn zu vermindern und somit die Leistungsfähigkeit der Beförderung zu erhöhen. Die hölzernen Längsbalken, auf denen die Räder liefen, nutzten sich sehr bald ab, ihre Auswechselung war umständlich und kostspielig und so lag es nahe, auf die mit den Querschwellen vorbundenen Langschwellen Bohlen aus härterem Holz zu nageln, die nunmehr als Fahrschiene dienten und leicht ausgewechselt werden konnten. Wenn nun auch bald infolge eigenartiger volkswirtschaftlicher Verhältnisse — der Ueberproduktion von Roheisen in England — mehr der Zufall als die Ueberlegung die Einführung der eisernen Schiene begünstigte, so bleibt doch diese wirtschaftlich wie technisch gerechtfertigte Anordnung der Verbindung von Weichholz mit Hartholz recht bemerkenswert. Wirtschaftlich war diese Anordnung, weil sie einen stark beanspruchten Konstruktionsteil aus einer Gesamtanordnung herausschälte, indem die Langschwelle durch zwei Teile, die härtere Fahrschiene von geringem Querschnitt und die weichere Unterstützungsschwelle, ersetzt wurde, wodurch sich der vorzeitige Abgang der Langschwelle, die ja hauptsächlich nur auf ihrer oberen Fläche besonders stark abgenutzt wurde, vermeiden ließ. Technich zweckmäßig muß diese Verbindung bezeichnet werden, weil durch Einführung der Hartholzfahrschiene ein Konstruktionsglied eingeführt wurde, dessen Aufgabe es war, den mechanischen Angriffen der rollenden Fahrzeuge wie den Einflüssen der Witterung besser Widerstand zu leisten, und die von den Rädern ausgeübten Drücke und Stöße elastisch und gleichmäßiger auf eine größere Fläche verteilt auf die Weichholzlangschwelle zu übertragen. Wir haben hier also das Urbild der Lastübertragung des Fahrzeuges auf den am schwächsten zu beanspruchenden Teil, den Baugrund, durch in der Beanspruchung abnehmende, aber an Fläche zunehmende Bauteile, somit eine Anordnung, welche insbesondere als vorbildlich für die Ausgestaltung des Eisenbahnoberbaues, des Straßenbaues und des Brückenbaues angesehen werden muß, und deren Parallelismus mit den letztgenannten Bauarten leicht aus nebenstehendem Schema ersichtlich wird:

Spurbahn	*Eisenbahnoberbau*	*Straßenbau*	*Brückenbau*
Radlast	Radlast	Radlast	Radlast
Hartholzfahrschiene	Schiene	Pflaster	Fahrbahn
Weichholzlangschw.	Unterlagsplatte	Beton	Hauptträger
Weichholzquerschw.	Querschwelle	Kies	Auflager
Baugrund	Bettung	Baugrund	Auflagerstein
	Baugrund		Widerlager
			Baugrund

Wirtschaftliche und technische Erwägungen waren es also gewesen, welche auf die Anwendung des Hartholzes wegen der eigenartigen Beanspruchungen infolge der rollenden Lasten und infolge der Witterung hingewiesen hatten. Wenn nun auch im Laufe der Zeit durch die mannigfachen Tränkungsverfahren ein Mittel gegeben war, Weichhölzer, wie Kiefer, Lärche und Tanne in wirksamer Weise gegen Fäulnis zu schützen, dann aber ein einheimisches Hartholz, die Buche, überhaupt erst hierdurch für Eisenbahnzwecke verwendbar zu machen, so ist es dennoch bisher nicht gelungen, durch die Art der Lagerung und Befestigung der Schienen — gegenwärtig meist Unterlagsplatten und Schraubennägel — den mechanischen Zerstörungen wirksam derart vorzubeugen, daß das Auswechseln einer größeren Anzahl von Schwellen wegen äußerer Verletzungen nicht vor dem Verfaulen notwendig wurde; durch das neuerdings vielfach mit unbestrittenem Erfolg geübte Verfahren der „Verdübelung" von Schwellen ist dieser Uebelstand allem Anschein nach behoben, und die weiteren Erfahrungen werden lehren müssen, ob die verdübelte Schwelle unbedingt der unverdübelten wirtschaftlich überlegen ist. Aehnlichen Beanspruchungen wie im Eisenbahnbau, allerdings in geringerem Maße, unterliegt das Holz bei seiner Verwendung im Straßenbau; auch hier spielen äußere Abnutzung und Fäulnis eine große Rolle. Es erscheint nun wünschenswert, eine Holzart ausfindig zu machen, die ohne Tränkung erfolgreich den genannten Einflüssen zu widerstehen vermag, und deren Beschaffungskosten sich nicht wesentlich höher als die des in jeder Hinsicht bestbewährten splintfreien Eichenholzes stellen. Soweit die bisherigen Erfahrungen ein Urteil zulassen, ist eine derartige Holzart in dem australischen *Tallowwood*-Hartholz gefunden, auf dessen besondere Eigenschaften und Verwendungsmöglichkeiten im nachstehenden eingegangen werden soll.

Unter Tallowwood, deutsch auch „Talgholz" genannt, und seinem engverwandten fast absolut gleichartigen Schwesterholz „Blackbutt (Eucalyptus patens)" werden zwei australische Eukalyptusarten verstanden, und zwar „Eucalyptus microcarys" und „Eucalyptus pillularis"; andere fälschlich gleichfalls mit dem Namen „australisches Tallowwood" bezeichnete Hölzer von australischen und tasmanischen Gummibäumen, wie „Blue Gum" oder „Spotted

gum", oder Hölzer wie „Karri" und „Jarrah" besitzen nur in geringerem Maße die wertvollen Eigenschaften der erstgenannten beiden Eukalyptusarten, wenngleich gerade die beiden letztgenannten Holzarten wegen ihrer schätzenswerten Eigenschaften schon verschiedene Anwendungen im Ingenieurbau gefunden haben[1])

Die Güte des Tallowwood ist wesentlich abhängig von dem Standort und dem Alter der Bäume; in Tälern gewachsenes Holz von jungen Bäumen wird nach längerer Lagerung rissig, während auf dem Gebirge langsam gewachsenes Holz von alten Bäumen eben erst nach zwei- oder mehrjähriger Lagerung die nachstehend beschriebenen besonderen Eigenschaften in hohem Maße aufweist.

Zunächst werden die Festigkeitseigenschaften des Tallowwood von besonderem Interesse sein, welche auf Antrag der Firma *Staerker & Fischer* zu Leipzig durch Materialprüfungen im Maschinenbaulaboratorium I der Kgl. Technischen Hochschule zu Dresden festgestellt worden und deren Ergebnisse hier zusammengestellt sind. Für die Unterstützung dieser Abhandlung durch freundliche Ueberlassung von Zeichnungen und Drucksachen sei der vorgenannten Firma an dieser Stelle verbindlichst gedankt.

$$p = 1 - \frac{r}{s},$$

wobei r = Raumgewicht des Holzes
s = spezifisches Gewicht des Zellstoffes bedeutet.

Die *Zug*versuche wurden mit Stäben von 10 × 10 mm Querschnitt bei einer Maßlänge von 200 mm vorgenommen. Die Werte (in Tab. 1) sind Mittelwerte aus je vier Untersuchungen.

Für die Ermittlung der *Druck*festigkeit wurden Würfel von 70 mm Kantenlänge, für die Ermittlung des Elastizitätsmoduls Parallelepipede von 50 × 50 mm Grundfläche und 100 mm Höhe benutzt. Die Körper waren so aus den Planken herausgearbeitet, daß je zwei Seiten in die Richtung der Tangente an die Jahresringe fielen. Die Druckbeanspruchung parallel zur Richtung der Holzfasern erfolgte bei drei Feuchtigkeitszuständen, dem gedarrten (2 v. H. Feuchtigkeitsgehalt), dem lufttrockenen (15 bis 16 v. H.) und dem durch viermonatliche Wässerung erzeugten Zustand (50—60 v. H. Feuchtigkeitsgehalt). Die über acht Monate ausgedehnte Wässerung brachte keine bemerkenswerte Festigkeitsverminderung gegenüber der

Tabelle 1.

Material	Raumgewicht lufttrocken	Porositätsgrad absolut trocken	Feuchtigkeitsgehalt lufttrocken	Zugversuche in lufttrockenem Zustande		Druckversuche*) Druckfestigkeit kg/qcm					Biegeversuche lufttrocken			Spaltversuche lufttrocken			
						parallel zur Faserrichtung								Spaltfestigkeit in kg/qcm		Spaltarbeit in kg/qcm	
				Zugfestigkeit kg/qcm	Elastizitätsmodul kg/qcm	gedarrt	lufttrocken	naß	senkrecht zur Faserrichtung lufttrocken	Elastizitätsmodul lufttrocken kg/qcm	Bruchfestigkeit kg/qcm	Festigkeit an der Elastizitätsgrenze kg/qcm	Elastizitätsmodul kg/qcm	in der Wölbfläche	im Spiegel	in der Wölbfläche	im Spiegel
Tallowwood (Eucalyptus microcarys)	1,0041	0,3717	16 v.H.	1000	225 000	886*) (2 v.H.)	638	517*) (45,5 v.H.)	130	213 000	1145	357	201 500	34	22	4,25	2,4
Eiche	0,7187	0,5846	12 v.H.	965	108 000	—	376 (Splint) 505 (Kern)	166 (100 v. H.)	82	110 000	600	215	100 000	25	—	—	—

*) Die in ( ) gesetzten Zahlen geben den zugehörigen Feuchtigkeitsgehalt der Probekörper bei der Prüfung an.

Das *Raumgewicht*, d. h. das Gewicht der Raumeinheit des Holzes mit seinen Hohlräumen, wurde an Würfeln von 70 mm Kantenlänge mittels der Auftriebmethode, sowie durch Ausmessen und Wiegen ermittelt. Tab. 1 enthält Mittelwerte aus einer Versuchsreihe von rund 30 Proben. Das Raumgewicht ergab sich in den einzelnen Zonen jeder Planke fast gleich. Die Tabellenwerte beziehen sich auf den lufttrockenen Zustand, welcher für die schweren Eukalyptusarten bei 15—16 v. H. Feuchtigkeitsgehalt liegt.

Der *Feuchtigkeitsgehalt* wurde durch Trocknung der benutzten Probekörper im Vakuumtrockenapparat bis zu dem Zeitpunkt ermittelt, an welchem eine Gewichtsabnahme nicht mehr festzustellen war. Der Gewichtsverlust, ausgedrückt in Hundertteilen des Gewichtes der Probekörper bei absoluter Trockenheit, ergab sodann den Feuchtigkeitsgehalt der Probekörper.

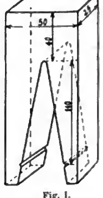
Das *spezifische Gewicht des Zellstoffes* ergab sich zu 1,52—1,56.

Der *Porositätsgrad*, welcher angibt, wieviel Hohlraum das Holz für die Volumeneinheit besitzt, zeigt nur geringe Abweichungen. Der Porositätsgrad p ergibt sich aus der Beziehung

[1]) Vortrag des Eisenbahndirektors *Froitzheim* über „Australische Harthölzer" im „Verein für Eisenbahnkunde zu Berlin" am 8. November 1904 („*Glasers* Annalen" 1905 S. 6).

viermonatlichen Wässerung hervor. Die Angaben der Tab. 1 sind Mittelwerte aus je vier Prüfungen. Die Angaben über Druckbeanspruchung senkrecht zur Richtung der Holzfasern, sowie über den Elastizitätsmodul beziehen sich auf den lufttrockenen Zustand.

Die Prüfung auf *Biegungs*festigkeit wurde mit Balken von 70 × 70 mm Querschnitt und 1100 mm Länge vorgenommen. Die Stützweite der Balken bei der Prüfung betrug 1000 mm. Die Durchbiegungen wurden in $^1/_{400}$ mm gemessen und aus den Durchbiegungen und den zugehörigen Belastungen der Elastizitätsmodul berechnet. Der Bruch wurde als eingetreten erachtet, wenn die Tragfähigkeit des Balkens aufhörte, d. h. nicht beim Eintritt der ersten Brüche einzelner Fasern. Die in der Tabelle enthaltenen Zahlen sind Mittelwerte aus je drei Untersuchungen.


Fig. 1.

Zur Ermittlung der *Spalt*festigkeit und zwar in der Wölbfläche und im Spiegel dienten Körper nach der *Nordlinger*schen Form (Fig. 1) von 25 × 40 mm Spaltfläche und 110 mm Schenkellänge. Aus den Federungen und den Belastungen wurde die zum Spalten aufgewendete Arbeit ermittelt. Die Angaben in der Tabelle sind Mittelwerte aus je vier Prüfungen.

Aus einer anderen Reihe Versuche, die sich gleichzeitig auf deutsche Kiefer und deutsche Eiche zur Gewinnung von Vergleichswerten erstreckten, wurden die in Tab. 2 zusammengestellten *Bruch*festigkeiten ermittelt.

Tabelle 2.

Material	Biegung	Druck parallel zur Faser	Druck senkrecht zur Faser	Zug	Bemerkungen
	Festigkeit in kg/qcm				
Deutsche Kiefer . . .	290	225	30	260	Die Biegungsversuche sind mit Balken von 150 cm Stützweite und einem Querschnitt 28 × 15 cm vorgenommen. Zu den Druckproben wurden Würfel von 12 cm Seitenlänge benutzt. Die Zugkörper hatten einen quadratischen Querschnitt von 6 cm Seitenlänge und waren im ganzen 75 cm lang.
Deutsche Eiche . . .	580	300	80	620	
Tallowwood	1090	580	125	915	

Wie bereits aus Tab. 1 ersichtlich, sind die Festigkeitszahlen wesentlich abhängig vom Feuchtigkeitsgehalte: Die Festigkeit nimmt im allgemeinen erheblich ab mit wachsender Feuchtigkeit; mit zunehmender Lagerungszeit vergrößert sich die Druckfestigkeit bedeutend. Der Elastizitätsmodul ist für Druck nahezu unveränderlich. Für die Beurteilung der Festigkeit verschiedener Baustoffe ist außer dem Elastizitätsmodul die Kenntnis der Proportionalitätsgrenze und der Bruchgrenze von Wert. Aus den beiden letzteren Größen läßt sich die Annahme eines bestimmten Sicherheitskoeffizienten, der entweder dem Verhältnis $\frac{\text{Bruchgrenze}}{\text{zulässige Belastung}}$ oder dem Verhältnis $\frac{\text{Proportionalitätsgrenze}}{\text{zulässige Beanspruchung}}$ entspricht, die zulässige Beanspruchung herleiten. In der Tab. 3 sind die in Frage kommenden Werte für Kiefer, Eiche, Buche und Tallowwood angegeben.

Tabelle 3.

Art der Beanspruchung	Feuchtigkeitsgehalt v. H.	Elastizitätsmodul kg/qcm	Proportionalitätsgrenze kg/qcm	Bruchgrenze kg/qcm
Kiefer				
Zug } parallel zur Faser	13	90 000	—	790
Druck } parallel zur Faser	18	96 000	155	280
Biegung	23	108 000	200	470
Schub	25	—	—	45
Eiche				
Zug } parallel zur Faser	—	108 000	475	965
Druck } parallel zur Faser	—	110 000	150	345
Biegung	24	100 000	215	600
Schub	—	—	—	75
Buche				
Zug } parallel zur Faser	—	180 000	580	1340
Druck } parallel zur Faser	—	169 000	100	320
Biegung	17	128 000	240	670
Schub	—	—	—	85
Tallowwood				
Zug } parallel zur Faser	—	225 000	—	1000
Druck } parallel zur Faser	—	213 000	—	638
Biegung	16 (lufttrock.)	201 500	357	1145
Schub	—	—	—	105

Unter Zugrundelegung der ministeriell festgesetzten zulässigen Beanspruchungen von Kiefern-, Eichen- und Buchenholz[2]) ist in entsprechender Weise die zulässige Beanspruchung für Tallowwood angenommen worden; die Vergleichswerte sind aus Tab. 4 ersichtlich.

Tabelle 4.

Holzart	Zulässige Beanspruchungen in kg/qcm auf Zug	Druck	Schub
Kiefernholz	100	60	10
Eichenholz	100	80	20
Buchenholz	100	80	20
Tallowwood	200	160	30

Neben der großen Festigkeit muß die hohe *Brennsicherheit* des Tallowwoodholzes als eine seiner ausgezeichnetsten Eigenschaften gelten, die es für die Verwendung im Eisenbahnbau an den Stellen besonders geeignet erscheinen läßt, die dem Funkenwurf der Lokomotiven in erheblichem Maße ausgesetzt sind. Auch diese Eigenschaft ist durch Versuche nachgewiesen, welche die Firma *Staerker & Fischer* zu Leipzig durch das Königl. Materialprüfungsamt zu Groß-Lichterfelde ausführen ließ. Bei diesen Versuchen wurden die Holzproben zwischen zwei etwa 80 cm hohen Mauern nebeneinander auf eisernen Bügeln liegend, 10—30 Minuten einem lebhaften auf einem Rost befindlichen Holzfeuer ausgesetzt. Die Hitze der Flamme wurde unmittelbar über den Proben mittels Pyrometers und zwischen den Proben und einer der Mauern durch Metallegierungen von bekannten Schmelzpunkten gemessen. Sie betrug etwa 600—1000 ° C. Nach 30 Minuten Brenndauer war z. B. Kiefernholz fast völlig verbrannt (Querschnittsverminderung 100 v. H., Gewichtsabnahme 85,2 v. H.), Eichenholz reichlich zur Hälfte verbrannt (Querschnittsverminderung 55,4 v. H., Gewichtsabnahme 54,6 v. H.), während Tallowwood nur 28,8 v. H. an Gewicht abgenommen hatte. Im weiteren Verlauf der Versuche zeigte sich ferner, daß Kiefern- und Eichenholz, nachdem sie aus dem Ofen herausgezogen und der unmittelbaren Flamme nicht mehr ausgesetzt waren, weiterbrannten, während Tallowwood nach dem Entfernen aus dem Ofen ohne weiteres erlosch. Die Gewichtsabnahmen sind alle auf einer Grundlage und zwar nach einer Brenndauer von 30 Minuten entnommen und in Tab. 5 zusammengestellt.

[2]) Vorschriften der Bauabteilung des preuß. Ministeriums der öffentl. Arbeiten über die zulässigen Spannungen im Hochbau vom 16. Mai 1890 und Vorschriften der Berliner Baupolizei vom 21. Februar 1887 und 3. März 1899.

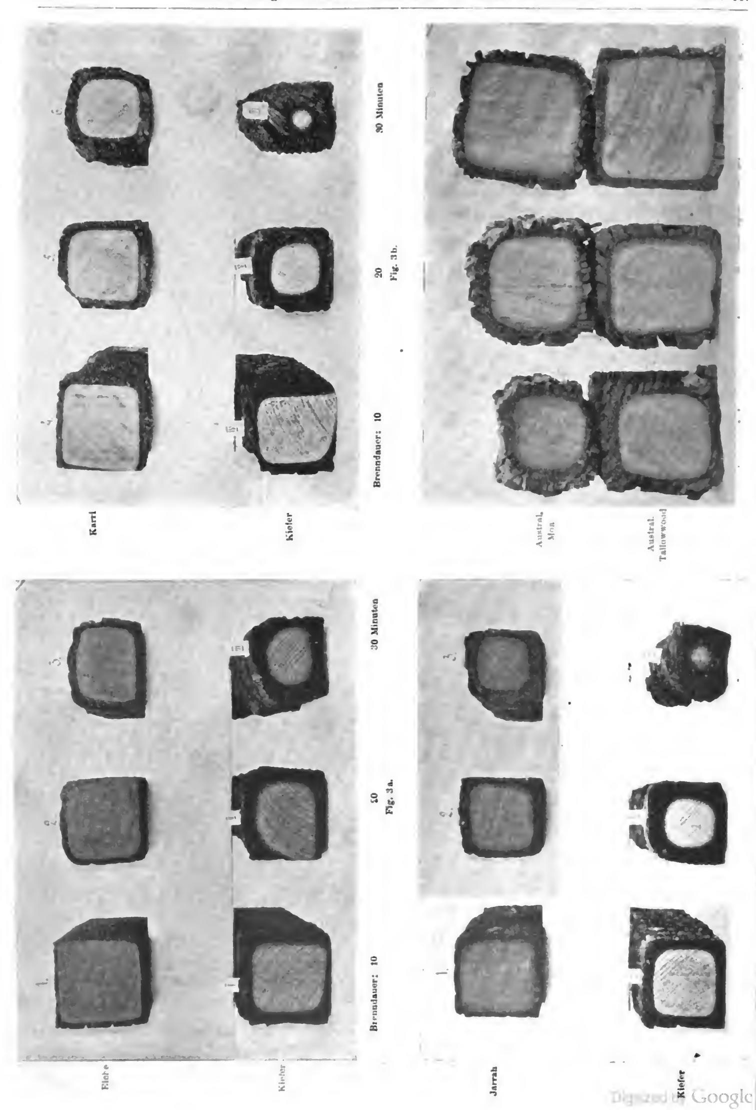

Karri
Kiefer
Brenndauer: 10
20
30 Minuten
Austral.
Austral. Tallowwood
Eiche
Kiefer
Brenndauer: 10
20
30 Minuten
Jarrah
Kiefer

Fig. 3b.

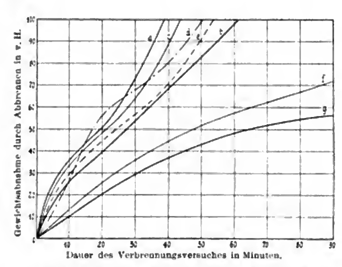
Fig. 3a.

Tabelle 5.

Holzart	Brenndauer in Minuten	Höchste Temperatur C °	Gewichtsverlust durch Abbrennen v. H.	Gewichtsabnahme bei 90 Min. Brenndauer und 1060 ° C
Kiefer . .	30	850—900	85,8	völlig verbrannt
Eiche . . .	30	900	54,6	völlig verbrannt
Tallowwood	30	930—1060	28,8	56,7 v. H.

Einen Ueberblick über die Gewichtsabnahme infolge Abbrennens im Verlauf einer Brenndauer von 90 Minuten gibt die in Fig. 2 dargestellte bildliche Zusammenstellung der Verbrennungskurven. Die Widerstandsfähigkeit der Holzproben gegen Feuer ergibt sich, außer aus dem Gewichtsverlust durch Abbrand, ferner aus dem Aussehen der Schnittflächen, welche in den Fig. 3a bis 3d dargestellt sind, und der Verminderung dieser Querschnitte an unverbranntem Material.

Fassen wir die Ergebnisse der vorgenannten Versuche zusammen, so ergeben sich als besonders hervortretende Eigenschaften des Tallowwood: *hohe Festigkeit, sehr große Widerstandsfähigkeit* gegen Einflüsse des Wassers und Feuers und daher auch *gegen Witterungseinflüsse jeder Art*, wie Nässe und Trockenheit, Hitze und Kälte, schließlich eine durch jahrelange Erfahrungen (z. B. an Pflaster, Fußgängerbrücken und Treppen) erwiesene *äußerst geringe Abschleifung*. Die nachstehend beschriebenen Anordnungen werden zeigen, in welcher Weise diese Eigenschaften im Eisenbahn- und Straßenbau bisher nutzbar gemacht worden sind.



a Deutsche Kiefer, b Deutsche Eiche, c Jarrah-Holz, d Teak-Holz, e Karri-Holz, f Austral. Moa-Holz, g Austral. Tallowwood-Holz.

Fig. 2. Zeichnerische Darstellung der Brennsicherheit verschiedener in- und ausländischer Hölzer.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber die Ursachen der schnellen Abnutzung großer Geschütze.

Von Ing. **P. Siwy**, Schöneberg-Berlin.

Mit der großartigen Entwicklung der modernen Schußwaffe, des großkalibrigen Geschützes, hat seine Widerstandsfähigkeit gegen Abnutzung keineswegs gleichen Schritt gehalten. Mit jeder Steigerung der ballistischen Leistung fand eine Abnahme der zulässigen Schüsse statt; ein 30,5 cm modernes Geschütz mit etwa 14 000 m Mündungsenergie kann kaum mehr als 100 kriegsbrauchbare Schüsse abgeben; wenn hie und da höhere Angaben gemacht werden, so sind sie mit Vorsicht aufzunehmen und gestatten nur dann eine Beurteilung der Güte des Materials, wenn über Mündungsenergie und das Maß der Abnutzung einwandfreie Mitteilungen vorliegen. Bevor auf die tatsächlichen Ursachen näher eingegangen wird, sollen einige Erscheinungen angeführt werden, die mehr oder weniger bekannt sind, oder sich leicht beobachten lassen.

1. Werden in einem allseitig geschlossenen Stahlgefäß, welches nur eine verhältnismäßig enge Austrittsöffnung besitzt, mehrere Ladungen zur Entzündung gebracht, so daß die Pulvergase durch die Oeffnung austreten, so findet eine sichtbare Zunahme der Oeffnung statt; es ist dieselbe Stichflammenwirkung, die undichte Stellen an Verschlüssen, Zündlochstollen usw. erweitert. Die Erweiterung der Oeffnung findet jedoch nicht bei kleinen Ladungen statt, sondern erst dann, wenn der Druck eine solche Höhe erreicht hat, daß die damit zusammenhängende Temperatur der Pulvergase die Schmelztemperatur des Metalles überschritten hat. Wird an die Oeffnung ein längeres Rohr mit kreisförmiger Bohrung angesetzt, so erweitert sich auch diese; die Zunahme des Bohrungsdurchmessers ist in der Nähe des Verbrennungsraumes am größten und wird gegen die Mündung immer kleiner, weil die Temperatur der Pulvergase gegen die Mündung immer niedriger wird. Gleichzeitig erlangt das Material der Bohrung eine große Härte, wenn es aus härtbarem Stahl besteht.

2. Geschütze mit kleiner Leistung und großer Expansion, z. B. großkalibrige Mörser, zeigen eine geringe Zunahme des Bohrungsdurchmessers und vertragen 2 bis 3000 Schüsse; es stellt sich jedoch eine bedeutende Gefügeänderung der innersten Bohrungsschichte ein, wodurch die Konstruktion gefährdet ist; die Härtung tritt schon nach den ersten Schüssen ein. Als zutreffendes Beispiel kann ein 24 cm Mörser mit 2,5 kg Ladung gelten; dabei entfällt also auf 1 cm Umfang 0,033 kg Ladung, und die Zeit, während welcher sich das Geschoß im Rohr befindet und die als Maß für die Dauer der Einwirkung der Pulvergase auf das Seelenrohr gelten kann, beträgt etwa 0,006 Sek.

3. Mittlere Geschütze mit großer Leistung vertragen gegen 600 Schüsse, erleiden sowohl eine Zunahme des Bohrungsdurchmessers, als auch eine Gefügeänderung; die letztere ist insbesondere im rückwärtigen Teil bedeutend, wo wegen der großen Gasspannungen die künstliche Beanspruchung der Ruhe (Druckspannungen in Folge Schrumpfwirkungen) ziemlich hoch sein muß. Als Beispiel diene ein 15 cm Geschütz mit 13 kg Ladung, d. i. auf 1 cm Umfang 0,276 kg, dessen Geschoß zum Durcheilen der Bohrung 0,01 Sek. benötigt.

4. Große Geschütze mit großer Mündungsenergie zeigen nach einer geringen Anzahl von Schüssen eine bedeutende Zunahme des Bohrungsdurchmessers; nach 100 Schüssen ist aus diesem Grunde die Mündungsgeschwindigkeit des Geschosses so gesunken, daß das Geschütz kriegsunbrauchbar wird; die Gefügeänderung ist etwas geringer als im Fall 3; die Härtung stellt sich nach den ersten Schüssen ein. Hier sei angeführt ein 30,5 cm Rohr mit 130 kg Ladung, d. i. 1,36 kg auf 1 cm Umfang und 0,015 Sekunden Dauer der Geschoßbewegung im Rohr.

Faßt man die Merkmale der vier Fälle zusammen, so ergibt sich folgendes Resultat: Die Zunahme des

Bohrungsdurchmessers (Abnutzung) ist dort am größten, wo die größte Menge Pulvergase mit der größten Temperatur während der längsten Zeit auf die Einheit des Bohrungsumfanges einwirken kann. Die Gefügeänderung ist dort am bedeutendsten, wo die größte Anzahl von Schüssen mit der höchsten künstlichen Beanspruchung der Ruhe zusammentrifft; da sich die letztere nach dem Druck der Pulvergase richtet, so ist auch in diesem Falle die höchste Temperatur vorhanden. Die Härtung tritt immer bald ein, sobald das Seelenrohr aus härtbarem Material besteht.

Die modernen Geschütze mit großer Leistung arbeiten mit Anfangsgasspannungen über 3000 at und Mündungsspannungen weit über 1000 at. Diese Pressungen erfordern eine künstliche Rohrkonstruktion, welche im ruhenden Seelenrohr eine tangentiale Druckbeanspruchung von annähernd 30 kg/qmm erzeugt. Diese Druckspannung bewahrt das Rohr beim Schuß vor zu großer Zugbeanspruchung; die letztere steigt bis etwa 30 kg/qmm. Der Beanspruchungswechsel zwischen — 30 bis + 30 kg/qmm, der einem Maschinenkonstrukteur als äußerst hoch erscheint, würde allein die Gefügeänderung des Seelenrohrs nicht bewirken; denn es gibt solche künstliche Konstruktionen für 7—10 000 at (Huberpressen), bei welchen die Beanspruchung vielleicht zwischen — 50 bis + 70 kg/qmm wechselt uud deren Seelenrohre viele Tausende von Beanspruchungen aushalten; allerdings wird für diese Konstruktionen ein widerstandsfähigeres Material verwendet als für Geschütze.

Den Vorgang, der sich während des Schusses im Rohr abspielt, kann man in drei Perioden zerlegen: In der ersten Periode geht die vor dem Schuß vorhanden gewesene tangentiale Druckbeanspruchung nach Entzündung der Ladung und stattgefundener Spannungsentwicklung in der Bohrung in eine Zugbeanspruchung über. Dabei ist die innerste Schichte der sehr hohen Temperatur der Pulvergase ausgesetzt, während diese gleichzeitig mit einer Geschwindigkeit von mehreren hundert Metern über die Metalloberfläche streichen. Sie üben also dieselbe Wirkung aus, wie eine Stichflamme; die schmelzende oberste Schichte wird weggefegt.

Hat das Geschoß das Rohr verlassen (zweite Periode) und ist der innere Druck verschwunden, so stellt sich im Seelenrohr wieder die Druckbeanspruchung ein; wenn man jedoch in Betracht zieht, daß die innerste Schichte gegenüber dem übrigen Teil eine viel höhere Temperatur besitzt, da die Wärme noch nicht Zeit hatte, sich gleichmäßig auszubreiten, so wird man begreifen, daß die Druckbeanspruchung in diesem Augenblick viel größer sein muß, als in einem gleichmäßig erwärmten Rohre. Eine Nachrechnung auf Grund der Annahme eines sehr wahrscheinlichen Temperaturverlaufes ergibt eine weit über der Fließgrenze befindliche Druckbeanspruchung. Man kann an Rohren mit großer künstlicher Beanspruchung nach den ersten Schüssen eine interessante Erscheinung beobachten; man bemerkt auf der Metalloberfläche ganz feine Aederchen, die sich bei Vergrößerung als Grate darstellen; ein Beweis, daß das Material tatsächlich zum Fließen gekommen ist und sich auf diese Weise Raum verschafft hatte. Die Ueberbeanspruchung tritt bei jedem Schuß nicht vielleicht nur einmal auf, sondern da das Rohr in eine zur Rohrachse konzentrische Schwingungsbewegung versetzt wird, entspricht einem einzigen Schuß eine bedeutende Anzahl von Beanspruchungswechseln. In der zweiten Periode findet also eine nachteilige Gefügeänderung der innersten Bohrungsschichte auf einige Millimeter Tiefe statt.

Nun kommt eine dritte Periode, die sehr wesentlich an dem Zerstörungswerk mitarbeitet. Die innerste heiße Schichte wird durch das umgebende, kalte Metall plötzlich abgekühlt und erlangt dadurch eine große Härte, so daß sie nur für die besten Werkzeuge angreifbar wird. Die Folge dieser Härtung ist eine Sprödigkeit des Materials, wodurch dieses für darauffolgende Beanspruchungswechsel sehr wenig widerstandsfähig wird; es treten haarförmige Risse auf, die dem weiteren Verderben gute Angriffspunkte bieten.

Das Material der innersten Schichte eines mit vielen Schüssen belegten Rohres besitzt keine Festigkeit, keinen metallischen Klang mehr; tiefe, ausgebrannte Risse, in welchen ganz feine Eisenkristalle zu beobachten sind, verleihen ihm ein mattes brüchiges Aussehen.

Wenn man nun an eine Bekämpfung dieser schwachen Seite der Geschütze denkt, so möchte man die Frage vorerst als Materialfrage behandeln. Nun wurden bereits zahllose Versuche mit den verschiedensten Stahlsorten gemacht, ohne daß man zufriedenstellende Ergebnisse erreicht hätte. Es ist aus der vorhergehenden Darstellung leicht zu ersehen, daß ein kohlenstoffarmer, verhältnismäßig weicher Kohlenstoffstahl noch am besten sein dürfte, weil er schwer schmelzbar, nicht besonders härtbar ist, also auch nicht so spröde wie harter Stahl wird; auch ist er leichter in guter, gleichmäßiger Beschaffenheit herstellbar. Er wird deswegen heute fast allgemein für Seelenrohre verwendet. Der für die Bemantelung sehr gern verwendete Nickelstahl wird für Seelenrohre nicht gern genommen, weil er neben anderen nachteiligen Eigenschaften sehr zu örtlichen Ausbrennungen neigt, welche das Rohr oft nach wenigen Schüssen unbrauchbar machen können.

Da nun Materialwahl nicht zur befriedigenden Lösung führte, so suchte man nach einem konstruktiven Ausweg, leider ohne Erfolg. Man brachte Geschosse mit allmählich zunehmenden Durchmessern der Geschoßbänder zur Verwendung, um die Geschwindigkeitsabnahme aufzuheben. Das war nicht praktisch, weil eine Verwechslung der Geschosse nicht ausgeschlossen war. Versuche, statt des Seelenrohrs ein dünnes Futterrohr ohne künstliche Pressung, welches leicht ausgewechselt werden konnte, zu verwenden, schlugen fehl, weil ein solches Futterrohr gar keine Widerstandsfähigkeit besaß.

Man kann ein verbrauchtes Geschütz wieder vollkommen herstellen, wenn man es zerlegt, und ein neues Seelenrohr einzieht. Das ist aber heute noch kostspielig und langwierig; hier müßte die Konstruktion einsetzen und ein einfaches, verhältnismäßig billiges Verfahren ausbilden, welches die regelrechte Auswechslung eines Seelenrohres in kurzer Zeit ermöglichen würde.

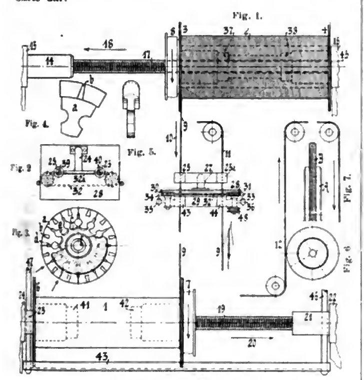
Neue Glasbearbeitungsmaschine und Werkzeuge.

Von **Rud. Stübling.**

Die Glasbearbeitung spielt auf den verschiedensten Gebieten eine hervorragende Rolle und so ist man denn fortgesetzt bestrebt, Einrichtungen und Werkzeuge zu schaffen, mit denen man diesem äußerst harten und spröden Material immer besser beizukommen vermag. Glastafeln, Glasröhren und Glasstäbe genau so zerlegen zu können, wie man ein Brett zerlegt, d. h. mit eben solcher Leichtigkeit durchschneiden zu können, dieses ist nicht allein das

Ideal der Groß-Optik, sondern auch der Firmenschilder-Industrie u. s. w. Es kann keinem Zweifel unterliegen, daß das Glas für zahlreiche Zwecke Bedeutung gewinnt, für die es bisher keine hatte, sobald seine Bearbeitung im Wege des Zerschneidens eine bedeutend leichtere wird wie bisher. Man muß geradlinige Schnitte und Curven ebenso leicht in Glasplatten schneiden können, wie man es mittelst Bandsäge in Holzplatten vermag, dann werden sich weitere Verwendungsarten des Glases ganz von selbst ergeben. In neuerer Zeit scheint auch hier der richtige Weg gefunden zu sein. Ich hatte Gelegenheit auf einer Studienreise in Frankreich eine neue Maschine zu sehen, welche sich das betreffende Institut selbst erbaut hatte und die bereits recht gute Ergebnisse lieferte.

Fig. 1 stellt die Einrichtung zum Zerschneiden des Glases dar.



Sie besteht im wesentlichen aus zwei Trommeln *1* u. *2*. Diese beiden Trommeln können außerhalb des eigentlichen Arbeitsraumes montiert sein, so etwa die obere Trommel *2* auf dem Dachboden und die untere Trommel *1* im Keller. Sie können aber auch außerhalb des Gebäudes in einem Schuppen beieinander montiert sein.

Dieses muß sich ganz nach den örtlichen Verhältnissen und jeweilig zur Verfügung stehenden Räumen richten.

Die Trommeln werden wechselseitig angetrieben und zwar von einer Lattentrommel aus (in der Abbildung nicht dargestellt) auf die Riemscheiben *7* u. *8*. In der gegebenen Verbildlichung wäre die untere Trommel *1* die angetriebene. Sie rotiert in Richtung des auf die Riemscheibe *7* aufgezeichneten Pfeiles und bewegt sich gleichzeitig nach rechts, d. h. in Richtung des Pfeiles *20*. Diese Bewegung wird durch die Gewindespindel *19* und die in der Trommel vorgesehenen Gewinde-Muttern *41* u. *42* veranlaßt. Ihre Arbeitsleistung besteht darin, den Stahldraht *9* aufzuwickeln, d. h. von der oberen Rolle *2* abzuwickeln.

Jede Trommel hat etwa 50 cm Durchmesser und von Rand zu Rand eine Länge von 150 cm. Die ganze Drahtlänge beträgt etwa 7500 m. Der Draht ist in der Anfangsstellung achtfach auf die obere Trommel *1* aufgewickelt. Hat nun die untere Trommel *1* nach rechts ihre äußerste Stellung erreicht, so ist die obere Trommel *2* links in der äußersten Stellung angelangt. Sie haben beide ihre Stellung gewechselt, und es ist eine Lage Draht von der einen Trommel auf die andere übergegangen. In diesem Augenblick werden durch einen Auslösestift (diese Mechanismen sind nicht dargestellt) die Muttern *41* u. *42* der unteren Trommel *1*, ebenso die Muttern *37* u. *38* der oberen Trommel *2* zum Aufklappen gebracht, und gleichzeitig kommen sie mit den Gewindespindeln *17* u. *19* außer Eingriff, so daß die seitliche Bewegung nach beiden Seiten unterbrochen wird. Im selbigen Augenblick heben sich die Segmentschienen und übernehmen die Bewegung der Trommeln in entgegengesetzter Richtung, bis wieder eine Drahtlage abgewickelt ist. Nun beginnt das Spiel von neuem und die Muttern klappen zu, die Bewegung wieder übernehmend, während die Segmentschienen sich einige Millimeter senken.

Es ist nur unter die untere Trommel *1* die Segmentschiene *43* eingezeichnet. Die Schiene weist Gewindegang auf und die Trommelränder *4* u. *5* ebenfalls und dieser Gewindegang vermittelt die eine wagerechte Bewegung.

Eine Trommel, resp. eine Einrichtung mit zwei Trommeln in der Grösse von 50 cm Durchmesser und 155 cm Länge mit achtfacher Bewicklung läuft in einer Richtung rund 3 Stunden. Dann ist der Draht vollständig auf der unteren Rolle und die ganze Maschine wird in diesem Augenblick selbsttätig umgesteuert, nachdem sie eine Minute oder zwei Minuten vorher, ebenfalls selbsttätig durch ein Glockenzeichen den Zeitpunkt der Umsteuerung gemeldet hat. Der Draht muß mit einer Geschwindigkeit von mindestens 400 m i. d. Minute von einer Trommel zur anderen laufen.

Diesen wandernden Draht kann man nun über entsprechende Leitrollen überall entlang führen, bevor er zur zweiten Trommel gelangt und so die Arbeitsplätze unabhängig von den Trommeln einrichten. Zwischen der oberen und unteren Trommel in der Mitte der Abbildung ist der Draht *9* auf dem Arbeitsplatz installiert dargestellt. Er tritt von oben in die Führung *25* ein, durchläuft diese und den darunter befindlichen Arbeitstisch *28*, passiert darauf das Abstreichband *32*, welches sich in wagerechter Richtung über die Rollen *30* u. *31* bewegt und tritt von da in die Führung *43* ein. Aus dieser heraus wird der Draht dann über eine Rolle hochgeführt, tritt in die Führung *44*, läuft an dem Abstreichband *32* entlang, von unten durch den Arbeitstisch *28* in die obere Führung *25a* und tritt hier als Draht *11* heraus um über eine andere Rolle wieder abwärts ev. durch einen zweiten Arbeitsplatz geleitet zu werden u. s. w. Die Drähte *12*, *13* ergeben einen zweiten Arbeitsplatz und in dieser angedeuteten Weise kann man zwischen zwei Trommeln beliebig viele Arbeiter beschäftigen.

Die Transportspindeln *17* u. *19* sind in kräftigen Verlängerungen *14*, *45* u. *23* u. *21* angeordnet, welche ihrerseits in den Köpfen *15*, *16*, *22*, *24* des Maschinengestelles gefaßt sind. Durch die Verlängerungen *14*, *15*, *23*, *21* hindurch sind die Führungen *47* u. *46* der Gewinde-Segmentschienen *43* geführt, gelangen von hier zur Steuerungs-Mechanik.

Bei jedem Arbeitsstande wird der abwärtslaufende Draht als Säge benutzt. Bei dem Eintritt in die Führung *25* erhält der abwärts laufende Draht aus einem nicht dargestellten Tropfglas Oel und direkt unter dieser Führung bei seinem Austritt aus dem Röhrchen eines höherstehenden Gefäßes, welches mit einem Schüttelwerk verbunden ist, Corubin. Jetzt ist der Draht schnittfähig und bearbeitet das auf dem Arbeitstische aufliegende Glas, wie eine Bandsäge Holz bearbeitet. Hat der Draht das Glas und die Arbeitstischplatte passiert, so wird durch das sich horizontal dicht an dem Draht entlang bewegende Abstreichband *32* das Corubin-Oelgemisch, welches einzig

und allein den Draht schnittfähig gemacht hat, vollkommen entfernt und der Draht tritt sauber und rein in die untere Führung *43* und geht von hier über eine Rolle aufwärts zu der Führung *44* u. s. w., bis er aus der Führung *25a* heraus wieder oben auf einer Rolle angekommen, weiter und schließlich wieder abwärts geleitet wird.

Ist das Glockenzeichen ertönt, welches ankündigt, daß die ganze Maschine umsteuert, so wird das Oel auf der Führung *25* abgestellt, ebenso das Corubin unter derselben, und nun beginnt der sich vorher in Abwärtsbewegung befindliche Draht *9* den umgekehrten Weg, und der mit *11* bezeichnete Draht, der vorher aufwärts lief, läuft nun abwärts. Oel und Corubin wird jetzt bei der Führung *25a* angestellt und die Arbeit bei dem nun abwärts laufenden Draht fortgesetzt.

Das Band *32* wird durch die Abstreicher *33* u. *34* ständig gesäubert und das Oel-Corubin-Gemisch abgeleitet und gesammelt, um es nachher auf Scheiben für Schleif- und schließlich für Polierzwecke zu verwenden. Dieses Band *32* erhält einen Schnurantrieb über den Wörtel *48*.

Trotzdem der Draht im sauberen Zustande die Führungen passiert, laufen sich letztere öfters aus, und es sind deshalb leicht auswechselbare Führungsbuchsen vorgesehen, wie aus Fig. 2 hervorgeht, welche den Arbeitstisch *28* mit dem Führungsständer *27* in der Draufsicht zeigt. Die Anwendung des Arbeitsbandes *32* ist in Punktierung unter dem Arbeitstische *28* sichtbar in Fig. 2 und das an den Drähten entlang streichende Band-Trum mit *32a* bezeichnet.

Diese geschilderte Anlage ist durchaus nicht so kompliziert, wie es der Beschreibung nach den Anschein hat; da sie sehr leistungsfähig ist, so sollte sie weitgehendste Beachtung in der Technik finden.

Daß man auch bestrebt gewesen ist, in einem solchen Betriebe die Scheiben für die Bearbeitung des Glases zu verbessern, kann nicht wundernehmen.

In Fig. 3 ist eine solche Scheibe, die allgemeines Interesse erregen dürfte, dargestellt. Sie besteht aus einem Gußeisen-Rumpf *f*, welcher mit 12 Armen besetzt ist. Jeder Arm ist mit einer zylindrischen Erweiterung *e* versehen. Zwischen diese Arme sind entsprechend geformte Holzteile *a* eingesetzt. Fig. 4 zeigt einen gegenüber der Scheibe Fig. 3 vergrößerten Holzeinsatz *a* von der Breitseite und Fig. 5 von der Stirnseite. Diese Pappelholzeinsätze sind leicht auswechselbar und können die verschiedensten Profile usw. in einem Rumpf nach einander benutzt werden.

Man benutzt auch Einsätze, welche in der Mitte einen schwalbenschwanzförmigen Einschnitt *b* haben, in welchen ein entsprechend geformtes Kupferstück eingesetzt ist. Die beiden Pfeile unten links bei Fig. 3 markieren die Ausdehnung eines Einsatzes. Wie weit sich diese Scheiben bewähren und für welche besonderen Zwecke sie speziell vorteilhaft sind, ist mir nicht bekannt. Die Praxis wird dieses aber bald heraus finden. Die Deckscheibe *c* schützt die Einsätze gegen seitliches Verschieben. Sie wird durch eine Vorlegescheibe geschützt.

In Fig. 6 u. 7 ist eine Scheibe schematisch dargestellt, welche ganz besonderes Interesse verdient. Zwischen den äußeren Vorlegescheiben *A*, *A* und den schwachen äußeren Holzscheiben *B*, *B* (Fig. 7) wechseln schwache Kupferblechscheiben und schwache Pappelholz-Fournierscheiben miteinander ab. Die Kupferblech- und Pappelholz-Fournierscheiben sind unter großen Druck zusammengepreßt und zwischen die einzelnen Lagen Corubin von entsprechender Körnung gegeben. Dieses ist also infolge der starken Pressung sowohl in das Kupferblech, als auch das Pappelholzfournier eingedrungen, und so eine Scheibe geschaffen, welche alle Vorteile des Steines, der Kupferscheiben und der Holzscheibe in sich vereinigt und für viele Zwecke sehr gute Dienste leisten soll. Jedenfalls empfiehlt es sich, versuchsweise eine solche Scheibe herzustellen.

Die beiden geschilderten Scheiben-Systeme können auch in anderer Anordnung als Seitenscheiben ausgebildet werden, wenn sie sich dauernd gut bewähren sollten. Daß man anstelle des Corubin auch Schleifsand benutzen kann, erscheint mir nicht ausgeschlossen. Da aber das Corubin eine ganz außerordentlich hohe Schleifkraft besitzt, welche die des Sandes um ein Vielfaches übersteigt und hierdurch die Arbeit selbst ganz bedeutend gefördert wird, so soll man sich am Preisunterschied zwischen diesen beiden Schleifmitteln nicht stoßen. Er ist sehr groß. Jedoch Zeit ist Geld und es bedarf des besseren Schleifmittels dann auch in bedeutend geringeren Mengen. Ich führe dieses gerade darum aus, weil der Preis-Unterschied zwischen Schleifersand und Corubin sonst von vornherein so abschrecken könnte, daß man überhaupt den Versuch unterläßt.

Handelt es sich um Erzeugung sauberer geradliniger Schnitte durch Glas, so benutzt man mit Erfolg eine Scheibe aus Gußeisen von möglichst großem Durchmesser und setzt auf oder an diese einen Kupferflansch. Dieser wird wie eine Kreissäge benutzt. Er muß also höher sein wie das zu durchschneidende Glas und so schnell rotieren, daß er mindestens 500 Ummfangsgeschwindigkeit hat i. d. Minute. Die obere Kante des Arbeitstisches muß in Höhe der oberen Kante der Gußeisenscheibe liegen. Der Kupferflansch wird ständig mit Corubin und Oel bestrichen und können so die stärksten Glasplatten leicht und sauber wie Holz zerschnitten werden.

Um genaue Gewinde auf Glasstäbe zu schneiden, setzt man einen weichen Stahlring mit dem Profil des Gewindezahnes auf die beregte Gußeisenscheibe und läßt die Stäbe mit Hilfe eines Patronen-Hohlspindelkastens an der Peripherie des Profil-Gewindezahnringes entlang transportieren, unter Anwendung von einem Corubin-Oel-Gemisch.

Die Weltausstellung in Lüttich.

Das Eisenbahnwesen, mit besonderer Berücksichtigung der Lokomotiven.

Von Ingenieur **M. Richter**, Bingen.

(Schluß von S. 184 d. Bd.)

b. *Wagen.*

In Ergänzung und teilweiser Berichtigung der Angaben im Vorbericht, 1906 S. 5 und 6, ist zunächst zu wiederholen, daß unter den 91 ausgestellten Fahrzeugen sich 31 Lokomotiven und 60 Wagen befanden, einschließlich der Motorwagen und der beiden (französischen) Wagenuntergestelle. Läßt man letztere aus der allgemeinen Zusammenstellung weg, so verteilen sich die 58 Wagen zu 14 auf Frankreich und 44 auf Belgien, einschließlich der 3 Wagen der internationalen Schlafwagengesellschaft.

Der *Bestimmung* nach verteilten sich, ohne Rücksicht auf die Herkunft, diese 58 Fahrzeuge folgendermaßen:

Land	Bahn	Stückzahl	Zusammen
Frankreich	Nordbahn	5	14
	Ostbahn	2	
	Paris-Lyon-Mittelmeerbahn	2	
	Südbahn	1	
	Staatsbahn	1	
	Pariser Stadtbahn	1	
	Süd-Westbahn (Garonne)	1	
	Mines d'Escarpelles	1	
Belgien	Nordbahn	3	41
	Staatsbahn	26	
	Nationale Nebenbahnen	5	
	Verschiedene Trambahnen	4	
	Unbestimmt	3	
Internationale Schlafwagengesellschaft		3	3
		Im ganzen	58

Der Herkunft nach gewinnt man folgende Zusammenstellung von teilweise altbekannten Firmen, wobei außer den erwähnten Wagengestellen auch die in der belgischen Abteilung ausgestellte Bahndraisine von *Oehler*-Aarau ausgeschlossen sein soll:

Land	Baufirma	Stückzahl
Frankreich	*Come. Gén. de Conser*, St. Denis	3
	At. du Nord de la France, Blanc-Misseron	3
	Soc. Lorraine de Dietrich & Cie., Lunéville	2
	Chantiers de la Buire, Lyon	2
	Dyle & Bacalan, Bordeaux	1
	Soc. Parisienne de Tramways électriques, Jeumont	1
	Comp. Franç., Jory-Port	1
	P. Malissard Taza, Anzin	1
	Desouches, David & Cie., Plantin	1
	Ostbahnwerkstätte, Paris—La Villette	1
	E. Chevalier, Paris	1
	Zusammen	17
Belgien	*Soc. Ame. de Seneffe*	4
	Comp. Centr. Haine, St. Pierre	4
	Soc. Ame Ragheno, Malines	3
	Soc. Ame. Franco-Belge, La Croyère	3
	Baume & Marpent, Haine-St. Pierre	3
	Dyle & Bacalan, Louvain	3
	Nordbahnwerkstätte, St. Martin	3
	Nicaise & Dalcuvé, La Louvière	2
	Ateliers Germain, Monceau s. S.	3
	Canon-Legrand, Mons	2
	La Metallurgique, Nivelles	2
	Soc. Tyberchamps, Godarville	2
	Soc. Ame. L'Energie, Marcinelle	1
	Soc. Ame. des Usines, Braine le Comte	1
	Soc. „La Brugeoise", Bruges	1
	Soc. Ame. des At. de Constr., Hal	1
	Soc. „L'industrie", Lourain	1
	Roisin & Cie., Châtelet	1
	zusammen	40
	Im ganzen	57

In bezug auf die Spurweite ist zu bemerken, daß von den 58 Fahrzeugen 7 schmalspurig (1 m), die übrigen 51 normalspurig waren, 6 der ersten waren belgischer Abkunft, darunter 3 elektrische Motorwagen, der siebente war französisch.

Motorwagen waren es überhaupt nur 5: ein französischer (Pariser Stadtbahn) und 4 belgische (Straßenbahnen von Lüttich, Brüssel, Charleroi, sowie „belgische Nebenbahnen"). Als sechstes Motorfahrzeug käme dazu die erwähnte Draisine, so daß 52 Anhängewagen aller Art übrig bleiben. Nach der Zahl der Achsen erhält man folgende Uebersicht:

Die 5 Motorwagen verteilten sich, in Uebereinstimmung mit ihrer Zugehörigkeit in der Weise, daß einer normalspurig war (Pariser Stadtbahn) und auf vier Achsen (zwei Drehgestellen) lief, — und vier zweiachsig waren, und zwar: zwei normalspurige (Tram von Lüttich und Brüssel), zwei schmalspurige (Tram von Charleroi, und Motorwagen der belgischen Nebenbahnen).

Die 52 Anhängewagen wiesen dagegen in bezug auf die Zahl der Achsen folgende Verteilung auf:

2 Achsen: 20 Stück (4 schmalspurige)
3 Achsen: 5 Stück
4 Achsen: 25 Stück (1 schmalspuriger)
6 Achsen: 2 Stück.

Man sieht, daß die vierachsigen Wagen, sämtlich natürlich auf Drehgestellen, in der Mehrzahl sind; die früher so beliebten belgischen Dreiachsen sind wenigstens in der Ausstellung fast verschwunden; die Zweiachser sind noch stark vertreten, jedoch, wie die folgenden Tabellen zeigen, fast nur im Gebiet der Güterwagen noch, während umgekehrt die Sechsachser ganz vereinzelt, nämlich nur bei der Internationalen Schlafwagengesellschaft zu finden sind.

Nach der Wagengattung muß, von den Motorwagen wieder abgesehen, sich ein noch genaueres Bild der Darbietungen entwerfen lassen. Es waren vorhanden in vorläufig ganz grober Einteilung:

Personenwagen:	22 Stück (2 schmalspurige)
Zugführer-, Post- und Gepäckwagen:	8 Stück (1 schmalspuriger)
Güterwagen:	17 Stück (0 schmalspurige)
Sonderwagen:	5 Stück (2 schmalspurige)

Stellt man endlich die Gesichtspunkte der Herkunft, der Zahl der Achsen, der Spurweite und der Gattung zusammen, so erhält man Tabelle 3, abermals nach Ausschluß der Motorfahrzeuge.

Tabelle 4.

Spurweite	Wagengattung	Achszahl	Land: Frankreich	Land: Belgien	Zusammenn	
Normal	Personenwagen	2	2	2	4	20
		3	—	2	2	
		4	4	8	12	
		6	2	—	2	
	Zugführer- und Postwagen	2	—	1	1	4
		3	—	1	1	
		4	—	2	2	
	Güterwagen aller Art	2	2	9	11	20
		4	5	4	9	
	Sonderwagen	3	—	2	2	3
		4	—	1	1	
Schmal	Personenwagen	2	1	1	2	5
	Güterwagen	2	—	1	1	
	Sonderwagen	2	—	1	1	
		4	—	1	1	
				Im ganzen		52

Ueber den Zweck, die Bauart, Hauptverhältnisse und Besonderheiten der einzelnen Wagen geben, soweit Auskunft zu erhalten war, die Tab. 5, 6, 7 das Erforderliche im einzelnen an; die letzte Spalte enthält wieder die Stellung im Hallenplan (Fig. 1, 1906 S. 7), wobei die erste Ziffer das Gleise, die zweite das Fahrzeug bedeutet.

Tabelle 5.

Personenwagen.

Abkürzungen: D = Dampfheizung, E = Elektrische / G = Gas- Beleuchtung. Hw = Heißwasserheizung, S = Saug- / W = *Westinghouse-* Bremse.

Ordnungszahl	Wagengattung: Achszahl	Wagengattung: Zweck und Form	Klasse	Betriebs-No.	Bahn	Aussteller	Erbauer	Radstand: ganz	Radstand: eines Drehgestells	Leergewicht	Platzzahl: I. Kl.	Platzzahl: II. Kl.	Platzzahl: III. Kl.	Platzzahl: Betten	Platzzahl: Zusammen	Leergewicht für 1 Platz	Ausrüstung: Heizung	Ausrüstung: Beleuchtung	Ausrüstung: Bremse	Stellung im Hallenplan
		A. *Normalspur*						m	m	t						t				
1	2	Schlafwagen 1873	—	1	*Intern. Schlafwagengesellschaft*		*Comp. Gen.*, St. Denis	9,0	—	13,8	—	—	—	16	16	0,86	Hw	Oel	W	—
2	„	Seitengang	I II	207	Französ. Staatsbahn		*Dyle & Bacalan*, Bordeaux	8,2	—	21,5	16	27	—	—	43	0,50	D	E	„	4. 10.
3	„	Mittelgang	I II	—	Französ. (Belgische) Nordbahn		Bahnwerkst. St. Martin	5,32	—	14,4	13	24	—	—	37	0,39	Hw	„	„	1. 9.
4	„	„	III	—	„		„	„	—	13,8	—	—	44	—	44	0,31	„	„	„	1. 8.
5	3	Abteilwagen	I II	13 696	Belg. Staatsbahn	*Soc. Ame. Franco-Belge*, La Croyère		9,2	—	19,1	24	12	—	—	36	0,53	D	G	„	3. 8.
6	„	„	III	14 981	„	*Soc. Ame. des At. Germain*, Monceau s. S.		„	—	„	—	—	64	—	64	0,30	„	„	„	3. 3.
7		Luxuswagen | Seiteng.	—	33	Paris - Lyon - Mittelmeerbahn		*Ch. de la Buire*, Lyon	14,96	2,5	34,0	14—(2)			12	14	2,43	„	E	„	3. 10.
8	4	Seitengang	I	21	Französ. Ostbahn		Bahnwerkst. Paris	15,13	„	34,9	36/12	—	—	16	36/28	0,97/1,25	„	„	„	5. 12.
9	„	„	„	16 001	Belg. Staatsbahn	*Baume & Marpent*, Haine St. Pierre		15,1	„	35,9	42	—	—	—	42	0,86	„	„	„	4. 4.
10	„	„	I II	—	„	*Soc. Ame. Dyle & Bacalan*, Louvain		14,64	2,3	33,2	18	82	—	—	50	0,66	„	„	„	2. 4.
11	„	„	„	16 291	„	*Soc. Ame. Braine le Comte*		14,7	2,5	33,2	18	24	—	—	42	0,79	„	„	„	6. 8.
12	„	„	„	16 292	„	*Soc. Ame. Energie*, Marcinelle		„	„	30,5	„	31	—	—	49	0,62	„	„	„	4. 5.
13	„	„	„	1110	Paris - Lyon - Mittelmeerbahn		*Ch. de la Buire*, Lyon	15,98	„	34,0	12	32	—	3	47	0,72	„	„	„	3. 11.
14	„	„ | Gepäckr.	„	—	Französ. Nordbahn		*Dietrich & Cie.*, Lunéville	15,13	„	32,3	18	24	—	—	42	0,77	Hw	„	„	2. 11.
15	„	„	„	—	Tram v. Rotterdam	*Comp. Centrale*, Haine St. Pierre		—	—	11,3	14	29	12 Stehpl.		55	0,21	D	Oel	S	1. 6.
16	„	„	II	16 502	Belg. Staatsbahn	*Soc. Ame. La Métallurgique*, Nivelles		14,7	2,5	35,0	—	45	—	—	45	0,78	Hw	E	W	3. 6.
17	„	„	„	—	„	*Soc. Ame. Raghéno*, Malines		14,4	„	34,0	—	42	—	—	42	0,81	D	„	„	1. 5.
18	„	„	III	17 003	„	*Comp. Centrale*, Haine St. Pierre		„	„	31,5	—	—	72	—	72	0,44	„	„	„	2. 6.
19	6	Speisewagen | Mittelg.	—	999	*Internat. Schlafwagengesellschaft*		*Comp. Gen.*, St. Denis	18,2	3,7	46,0		46			46	1,00	Hw	„	„	—
20	„	Schlafwagen | Seiteng.	—	1000	„		„	„	„	50,0		17			17	2,94	„	„	„	—
		B. *Schmalspur*																		
21	2	Mittelgang	I/II	—	Süd-Ost (Garonne)	*E. Chevalier*, Paris		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5. 16.
22	„	„	„	—	Belg. Kleinbahnen	*Soc. Ame. Raghéno*, Malines		—	—	4,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6. 4.

Tabelle 6.

Zugführer-, Post- und Sonderwagen.

Abkürzungen: D = Dampfheizung, G = Gasbeleuchtung, Hw = Heißwasserheizung, W = *Westinghouse*-Bremse.

Ordnungszahl	Wagengattung: Achszahl	Wagengattung: Zweck und Form	Betriebs-No.	Bahn	Aussteller	Erbauer	Radstand: ganz	Radstand: eines Drehgestells	Leergewicht	Ausrüstung: Heizung	Ausrüstung: Beleuchtung	Ausrüstung: Bremse	Bemerkungen	Stellung im Hallenplan
							m	m	t					
		A. Normalspur.												
		1. Zugführerwagen.												
23	2	Schwerer Bremswagen	11 040	Belg. Staatsbahn	*Comp. Centrale*, Haine St. Pierre		3,6	—	26	D	—	W	Bika (Stahlguß) Untergestell	4. 1.
24	4	Durchgangszüge	—	"	*Soc. Ame. des At. Germain*, Monceau s. S		13,3	2,5	—	"	G	"	—	2. 5.
		2. Postwagen.												
25	3	Gewöhnliche Form	15 277	"	*Soc. Ame. Raghéno*, Malines		7,0	—	13,7	"	"	"	Gepäckraum	3. 5.
26	4	Durchgangszüge	9019	"	*Soc. Ame. des Forges*, Seneffe		13,48	2,5	32,4	Hw	"	"	—	5. 6.
		3. Sonderwagen.												
27	3	Krankenwagen, 64 Plätze bezw. 18 Tragbahren	14 982	Belgische Staatsbahn		*At. Germain*, Monceau	9,2	—	19,1	D	"	"	Gew. Abteilwagen III. Kl.; Wände herausnehmbar	5. 7.
28	3	Bahnhilfswagen	91 686	Belg. Staatsbahn	*Soc. Ame. des Forges*, Seneffe		6,2	—	15,0	—	—	—	Geräte für Unfälle	5. 5.
29	4	Dynamometerwagen	—	"	*Soc. Ame. Nicaise, Delcuve*, La Louvière		13,21	2,5	—	—	E	"	—	1. 4.
		B. Schmalspur.												
30	2	Einschaltwagen, 3 Puffer	—	Belg. Kleinbahnen	*Soc. Ame. Tyberchamps*, Godarville		—	—	4,5	—	—	—	Für viergleisige Zwischenstrecken	6. 3.
31	4	Rollbockwagen	—	"	"		—	—	5,8	—	—	—	Beförderung von Hauptbahnwagen	6. 1.

Näher auf die Beschreibung der Wagen einzugehen, würde bei der großen Fülle des Stoffes zu weit führen; was überhaupt geboten wurde, geht aus den Tabellen zur Genüge hervor, auch wenn von der genaueren Darstellung interessanter Einzelheiten abgesehen wird. Die Wagenausstellung konnte ebenso wie diejenige der Lokomotiven inbezug auf Auswahl und Umfang der Darbietungen nur günstig beurteilt werden.

c) *Verschiedenes.*

Im Freien neben der Halle hatten die belgische und die französische Staatsbahn, sowie die französische Nordbahn des französichen und belgischen Gebietes Oberbau-, Stellwerks- und Signalanlagen in wahrer Größe ausgestellt; außerdem zeigte die französche Nordbahn in der Halle das Modell einer Ausweiche mit Stellwerk in $^1/_{10}$ der wahren Größe.

Im Einzelnen ist zu erwähnen, daß die Vorführung der belgischen Staatsbahn auf diesem Gebiet sich auf folgende Gegenstände erstreckte: für Hauptbahnoberbau (52 kg/m) eine Rechtsweiche mit Herzstück; dasselbe für Nebenbahnoberbau (40,7 kg/m); ferner eine doppelte englische (Kreuz-)Weiche, alles mit Stellwerk. — Die französische Staatsbahn zeigte ein Stück normalen Oberbau, sowie ein vollständiges Zentralweichenstellhaus, — Die Gesellschaft *Thomson-Houston* hatte eine elektrische Weiche ausgestellt. — Die Nordbahn belgischen Gebiets zeigte eine normale Rechtsweiche für Hauptbahnen, die Nordbahn französischen Gebiets eine viergleisige Rechts- und Linksweiche mit Herzstück, die inneren Schienen für 1 m Spur mit schwachem, die äußere für Normalspur mit starkem Oberbau, bestimmt für Mischbahnhöfe.

Von einer Aufzählung und Beschreibung der zahllosen Pläne, Zeichnungen und Photographien, welche teilweise seitens der Bahnverwaltungen, teilweise seitens der Firmen ausgestellt waren und alle Gegenstände, Rollmaterial, Flachbauten usw. betrafen, soll abgesehen werden. Erwähnt möge aber werden, daß die Paris—Lyon—Mittelmeerbahn in einem an die französische Abteilung (Hallenplan S. 7 1906 neben Gl. 6, 12 – 13) anstoßenden Saale alle Stunden bei freiem Eintritt wohlgelungene kinematographische Vorstellungen gab; unter den verschiedenen Szenen war eine Reise auf der elektrischen Bahn nach Chamonix bemerkenswert.

Die französische Staatsbahn führte unter anderen „Kleinigkeiten" eine mit der jetzigen Kupplung für die Uebergangszeit bequem zu vereinigende selbsttätige Klauenkupplung für Eisenbahnwagen vor, die auch in Mailand wieder zu sehen war und von deren leichter Bedienbarkeit und sicheren Wirkung man sich überzeugen konnte. (Bauart *Boirault*).

An Rollmaterial war in der Haupthalle noch ausgestellt: auf französischer Seite das Drehgestell eines *Arbel*-Wagens von *Blanc-Misseron*, mit Preßblechrahmen und verstellbarem Querträger, bei 2,5 m Radstand (Hallenplan Gl. 6, zw. 12 und 13); ferner das Untergestell eines elektrischen Wagens mit 2 Motoren von der *Soc. Parisienne pour l' Industrie des Trams électriques*, *Jeumont* (Hallenplan Gl. 4, 12); auf belgischer Seite das vollständige Drehgestell der neueren belgischen Lokomotiven mit Bremse, von *Cockerill* (Hallenplan Gl. 3 vor 1).

Zum Schluß seien die prächtigen, in $^1/_{10}$ der wirklichen Größe ausgeführten Modelle von 4 belgischen Zügen erwähnt, welche seitens der belgischen Staatsbahn an der Längswand des Halle aufgestellt waren. Zwei derselben zeigten die ersten belgischen Züge von 1835, die zwei anderen solche von 1905, und zwar je einen Personen- und einen Güterzug.

Tabelle 7.
Güterwagen aller Art.

Ordnungszahl	Wagengattung: Achszahl	Wagengattung: Zweck und Form	Betriebs-No.	Bahn	Aussteller	Erbauer	Radstand: ganz	Radstand: eines Drehgestells	Leergewicht	Ladegewicht	Leergewicht / Ladegewicht	Ausrüstung: Heizwert	Ausrüstung: Beleuchtung	Ausrüstung: Bremse	Bemerkungen	Stellung im Hallenplan
		A. *Normalspur.*					m	m	t	t	—	—	—	—		
		1. *Gedeckte Wagen.*														
32	2	Gew. Gepäckwagen	78 061	Belg. Staatsbahn	*Soc. Ame. Dyle & Bacalan,* Louvain		4,1	—	10,8	15,0	0,72	—	—	—	Mit Bremshaus	2. 3.
33	„	„	78 548	„	Ing. *Canon-Legrand,* Mons		4,2	—	10,7	„	0,71	—	—	—	„	6. 1.
34	„	„	68 532	„	*Soc. Ame. L'industrie,* Louvain		3,08	—	9,4	10,0	0,94	—	—	—	Ohne Bremshaus	6. 2.
		2. *Offene Wagen.*														
35	2	Gew. Kohlenwagen	6356	Französ. (Belgische) Nordbahn		Bahnwerkst. St. Martin	3,0	—	8.2	20,0	0,41	—	—	—	Holzwände, Sprengwerk	1. 2.
36	„	„	—	Franz. Nordbahn	*Desouches, David & Cie.,* Pantin		„	—	8,5	„	0,43	—	—	—	„	2. 12.
37	„	„	97 307	Belg. Staatsbahn	*Soc. Ame. des At. de Constr.,* Hal		3,6	—	9,3	15,0	0,62	—	—	—	Eiserne Wände	3. 2.
38	„	„	99 665	„	*Soc. Ame. Dyle et Bacalan,* Louvain		3,55	—	8,58	20,0	0,43	—	—	—	Eiserne Wände, gepreßt „ Rahmen, Bremshaus	2. 2.
39	„	Selbstentlader	—	—	Ing. *Cannon-Legrand,* Mons		4,2	—	12,0	„	0,60	—	—	—	Verschiebung von Wagen Kasten gegen Untergestell	2. 1.
40	„	„	89 831	Belg. Staatsbahn	*Soc. Ame. Nicaise & Delcuve,* la Louvière		2,8	—	8,1	15,0	0,54	—	—	—	Bauart *Talbot*	1. 3.
41	„	Trichterwagen	—	Mines d'Escarpelles	*P. Malissard-Taza,* Anzin		4,3		8,4	20,0	0,42	—	—	—	—	
42	„	Glasbeförderung	83 192	Belg. Staatsbahn	*Soc. Ame. des Forges,* Seneffe		—	—	9,55	5,0	1,91	—	—	—	Scheibengröße bis 6,3/4,5	5. 3.
43	4	Doppeltrichterwagen	—	—	*Baume & Marpent,* Haine St. Pierre		6,5	—	13,6	40,0	0,34	—	—	—	—	4. 2.
44	„	Kastenwagen	—	Französ. Südbahn		Blanc-Misseron	6,65	—	15,8	50,0	0,32	—	—	—	Bauart *Arbel.* Bremshaus	6. 10.
45	„	„	—	Französ. Nordbahn		„	9,97	1,72	13,5	40,0	0,34	—	—	—	Eiserne Wände, gepreßt	1. 12.
46	„	„	—	Franz. Nordbahn	*At. du Nord de la France,* Blanc Misseron		„	„	„	„	„	—	—	—	„	6. 11.
47	„	Flachwagen	850	„	*Comp. Française de Constr.,* Ivry Port		12,12	1,72	12,5	„	0,31	—	—	—	„	5. 13.
48	„	Mittelentladung	—	Franz. Ostbahn	*Soc. Lorraine Dietrich,* Lunéville		7,8	1,8	13,0	43,0	0,30	—	—	—	„	6. 12.
49	„	Kesselwagen	83 049	Belg. Staatsbahn	*Soc. Ame. la Brugeoise,* Bruges		12,6	1,6	27,0	34,0	0,80	—	—	—	Mit tiefem Ausschnitt	1. 1.
50	„	Schienenwagen	83 047	„	*La Metallurgique,* At. de la Sambre		10,5	1,55	19,4	35,0	0,56	—	—	—	Walzeisengestell	3. 1.
51	„	„	83 070	„	*Baume & Marpent,* Haine St. Pierre		15,15	„	17,5	„	0,50	—	—	—	„	4. 3.
		B. *Schmalspur.*														
52	1	Gew. Gepäckwagen	—	Belg. Kleinbahnen	*Comp. Centrale,* Haine St. Pierre		—	—	5	10		—	—	—	—	6. 5.

a) Der Personenzug von 1835 bestand aus 7 Fahrzeugen:

1. $^1/_3$ gek. Lokomotive *„Le Belge“*, Bauart *Stephenson;* gebaut 1835 als erste Lokomotive von *Cockerill*, und als erste des europäischen Festlandes, abgebrochen 1869. Innere, überhängende Zylinder im Rauchkammerboden, mittlere Triebachse, Laufachse, hintere Rauchkammer und hintere Feuerkiste, äußere Plattenrahmen mit aufgenieteten Achsgabeln. Kessel mit Holzverkleidung, Kamin mit Funkenfang = Drahthaube,
2. 2achsiger Tender mit sehr kurzem Radstand (wie bei allen übrigen Fahrzeugen),
3. 2achsiger Gepäckwagen, gedeckt, würfelförmiger Rumpf, ohne Fenster (nur Gitter),
4. 2achsiger Wagen I. Kl., Postkutschenmuster, mit 3 Abteilen,
5. 2achsiger Wagen II. Kl., gedeckt, ohne Fenster,
6. 2achsiger Wagen III. Kl., ohne Dach, Muster eines offenen Güterwagens,
7. 2achsiger offener Güterwagen, im ganzen 10 Achsen hinter dem Tender.

b) Der Güterzug von 1835 setzte sich dagegen zusammen wie folgt:

1. $^2/_3$ gek. Lokomotive: *L'Éléphant*, gebaut von der *Vulcan Foundry* 1835. Der vorigen ähnlich, aber hinter der Feuerkiste Kuppelachse, aufgesteckte Kupplungskurbeln; großer Dom mit Federwage auf der Feuerkiste,
2. 2achsiger Tender, wie bei der vorigen,
3.—6. 2achsige Güterwagen, worunter 2 offene verschiedenen Musters, 1 Plattform und 1 Langholzwagen, im ganzen 8 Achsen hinter dem Tender.

Aus jener Zeit war noch außerdem der 3achsige Hofwagen König Leopolds I. von Belgien dargestellt.

c) Der Personenzug von 1905 setzte sich durchweg aus vierachsigen Drehgestellfahrzeugen zusammen: $^2/_4$ gek. Lokomotive, Gattung 18 mit Tender, Gepäckwagen, Wagen II. Kl., Wagen I./II. Kl., Hofwagen, Wagen III. Kl., Postwagen (24 Achsen hinter dem Tender); alle Wagen in brauner Holzverkleidung.

d) Der Güterzug von 1905 enthielt: $^3/_3$ gek. Lokomotive, Gattung 35, mit 3achsigem Tender, 1 2achsigen Kopfwagen, 1 geschlossenen kurzen und 1 geschlossenen längeren Gepäckwagen auf 2 Achsen, ebenso 1 offenen kurzen und 1 offenen längeren Güterwagen auf 2 Achsen, 1 kurzen 2achsigen und 1 langen vierachsigen Flachwagen, und 1 2achsigen Schlafwagen (18 Achsen hinter dem Tender).

So bot denn die Ausstellung zwar ein vollendetes Bild vom gegenwärtigen Stand des französisch-belgischen Lokomotivbaues, aber auch nur dies, und wenigstens im Eisenbahnwesen war sie deshalb nichts weniger als Weltausstellung. Nachgeholt wurde dies Versäumnis von der Mailänder Ausstellung 1906, die um so allgemeiner beschickt war, und wo Frankreich und Belgien das Beste was in Lüttich gezeigt worden war (sogar einschl. der zuletzt beschriebenen Modelle), wieder vorführten.

Zeitschriftenschau.

Brückenbau.

Bogenbrücke in Eisenbeton. (*Rank.*) Auf der Bahnlinie Donauwörth — Treuchtlingen ist eine Wegeüberführung von 4,5 m Breite über einen 12,5 m tiefen Einschnitt ausgeführt.

Die Bogenbrücke hat eine Lichtweite von 24 m und eine Pfeilhöhe von 6,2 m.

Die Bogenöffnung besteht aus zwei getrennten Eisenbetonrippen, auf welche die Last der Fahrbahntafel durch einzelne 2,7 m voneinander entfernte Eisenbetonpfosten übertragen wird. Auf den beiden Bögen stehen je acht Pfosten, an dieselben schließen sich noch beiderseitig in der Böschung je drei Pfosten an, deren Fundament im Zusammenhang mit dem Fundament der Bogenwiderlager steht. Oben sind die Pfosten durch Eisenbetonbalken verbunden, welche mit der Fahrbahntafel eine Plattenbalkenkonstruktion bilden im Zusammenhang mit der ausgekragten Tafel des Fußsteges.

Die Fahrbahntafel ist in der Längsrichtung über dem Bogenwiderlager mit Ausdehnungsfugen versehen. Die beiden Bogenrippen sind am Widerlager durch einen kräftigen Querrahmen seitlich aufgesteift, außerdem bildet die Fahrbahntafel mit sechs Verstärkungsrippen senkrecht zur Längsachse einen wirksamen wagerechten Verband der beiden getrennten senkrechten Tragkonstruktionen.

Die Fahrbahntafel ist 12 cm stark und hat zehn Einlagen von 10 mm Durchm. auf 1 m Breite in der kürzeren Richtung; außerdem sind noch schwächere Armierungen in der Längs- und Diagonalrichtung vorhanden.

Die rd. 35 cm breiten und hohen Balken, welche die Belastung der Fahrbahntafel auf die Pfosten übertragen, haben fünf Rundeisen von 16 mm Durchm. erhalten. Die Pfosten haben denselben Querschnitt mit vier Rundeisen von 20 bis 25 mm Durchm. Die Bogenrippen wachsen von 55/35 cm im Scheitel auf 70/50 cm Querschnitt im Kämpfer an und haben im Scheitel drei Rundeisen, im Bogenviertel fünf Rundeisen und im Kämpfer vier Rundeisen von je 26 mm Durchm. Letztere sind auf etwa 50 cm Länge in das Widerlager eingeführt und durch eine Rost von Rundeisen miteinander verbunden.

An den Uebergangsstellen der einzelnen Konstruktionsteile ist durch Verstärkung der Betonquerschnitte und durch Auf- oder Abbiegen der Rundeisen für die Aufnahme der Eisenspannungsmomente gesorgt. Ferner sind im Bogen, in den Pfosten und Balken zahlreiche Bügel und Verschnürungen der Längseisen eingelegt, um die Betonschubspannungen wirksam zu entlasten. Die Anordnung von Verteilungsstäben senkrecht zu der tragenden Richtung in der Fahrbahntafel sichert die Uebertragung der Raddrücke auf eine größere Fläche.

Die statische Berechnung der gelenklosen Bögen geschah auf graphischem Wege. Die größten Spannungen sind: im Beton auf Druck 38 $^{kg}/_{qcm}$, auf Zug 9 $^{kg}/_{qcm}$, im Eisen auf Druck 531 $^{kg}/_{qcm}$, auf Zug 97 $^{kg}/_{qcm}$. Hierbei ist als Belastung ein Wagen von 4 t und 360 bezw. 540 $^{kg}/_{qcm}$ Nutzlast angenommen.

Die Mischung des Betons ist 1 : 4½ bis 5.

Die eigentlichen Eisenbetonarbeiten gingen sehr schnell von statten. Nach Verlegung der Eiseneinlagen nahm das Betonieren einer Bogenrippe nur einen Tag in Anspruch.

Die Ausschalung geschah nach sechs Wochen, ohne daß eine Höhenverschiebung des Scheitels festgestellt werden konnte. (Deutsche Bauzeitung 1907, S. 9—10.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Eisenbahnwesen.

Ertrag des Eisenbahngepäckverkehrs. (*W. A. Schulze.*) Die Einnahmen der preußischen Staatsbahnen für den Tonnenkilometer beförderten Personengepäcks werden für 1903 mit 0,2635 M., für 1904 mit 0,254 M. angegeben und daraus, sowie aus der Geringfügigkeit der Einnahme für 10 000 Achskilometer der Gepäckwagen (1903: 136 M., 1904: 135 M.) zu beweisen gesucht, daß die Reisegepäckbeförderung bei Gewährung von

Freigepäck mit keinem Gewinn verbunden ist. Diesen Einnahmen sind die aus der Personen- und Güterbeförderung gegenübergestellt, die 1904 — 1188 M. bezw. 1005 M. für 10000 Achskilometer betragen haben, während die sächlichen Ausgaben 1904 — 342,1 M., die persönlichen Ausgaben 291,6 M. für 10000 Wagenachskilometer aller Art erreichten. Die Gepäckwagen werden bei den sächsischen Staatsbahnen doppelt so gut ausgenutzt, die Einnahmen betrugen dort 1904 für je 10000 geleistete Gepäckwagenachskilometer 276 M. Der Grund dafür liegt in dem größeren Durchgangsreiseverkehr sowie darin, daß der Gepäckfrachtsatz von 0,533 Pf. für je 10 kg um 6,6 v. H. höher ist, wie der preußische. Auf jeden Reisenden entfällt in Preußen ein bezahltes Gepäckgewicht von durchschnittlich 1,93 kg, in Sachsen 2,29 kg. Die Tragfähigkeit der Wagen wird zu wenig ausgenutzt, da in Preußen 1904 auf jede Gepäckwagenachse nur ein Gepäckgewicht von 53 kg entfällt. Der für die bevorstehende Personen- und Gepäcktarifreform beabsichtigte Fortfall des Freigewichtgepäcks wird unter Befürwortung einer niedrigen Gepäcktaxe zu rechtfertigen gesucht. (Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 1906, S. 1495—1496.) *S.*

Leichte Petroleum-Draisine. Die für die tunesischen Südbahnen bestimmte Draisine ist zwecks leichter Aushebbarkeit mit möglichst geringem Gewicht gebaut. Die viersitzige Bauart wiegt daher nur 350 kg, die achtsitzige 600 kg. Das Untergestell besteht aus Nickelstahl, Holz ist wegen der wechselnden klimatischen Verhältnisse fast ganz vermieden. Die Rücklehnen der Sitze sind umlegbar, zwischen den beiden Sitzbänken befinden sich die Bedienungshebel und das Steuerungshandrad. Der einzylindrige Motor von 5 bezw. 7 PS ist stehend unter dem Sitz angeordnet, die Hinterachse wird durch Kardanwelle angetrieben. Die Uebertragung ermöglicht zwei Geschwindigkeiten von 20 und 40 km, der Motor macht im Mittel 1200 Touren. Damit die Draisine im Bedarfsfalle leicht aus den Schienen gehoben werden kann, sind die Untergestelllangträger am vorderen sowie hinteren Ende durch je ein Rohr verbunden, in welches mitgeführte Stangen eingesteckt werden, so daß zunächst die eine, dann die andere Achse ausgehoben wird. Bei den Versuchsfahrten hat der Petroleumverbrauch nur $6\,l/_{100\,km}$ betragen. Ein im Bau befindliches Fahrzeug dieser Gattung wird in mehrere Teile von 150 kg Gewicht zerlegbar eingerichtet. (Le Génie Civil 1906, Bd. 50, S. 116.) *S.*

Eisenbeton.

Berechnung von Eisenbetonbauten. (*Göldel.*) Unter Zugrundelegung des *Bach*schen Potenzgesetzes

$$E = \frac{1}{E_b} \cdot \sigma^m$$

für Druck und unter Vernachlässigung der Betonzugspannungen werden für verschiedene Betonmischungen Formeln für die Nutzhöhe h und den Eisenquerschnitt f_e einer Eisenbetonplatte, sowie für die Spannungen in derselben abgeleitet und mit den Ergebnissen für die Berechnung nach den amtlichen Bestimmungen vom 16. April 1904 verglichen.

Für die bei Eisenbetonbauten übliche Mischung $1:4^1/_2$ findet *Göldel* mit $E_b = 230\,000$, $m = 1,17$ folgende Beziehungen: für die Breite der Druckzone:

$$x = \frac{14,76}{b} \cdot f_e \left(-1 + \sqrt{1 + \frac{0,14\, b\, h}{f_e}}\right)$$

für die Betondruckspannung:

$$\sigma_b = \frac{1,85\, M}{b \times (h - 0,35\, x)},$$

für die Eisenzugspannung:

$$\sigma_e = \frac{M}{f_e\, (h - 0,35\, x)}.$$

Die entsprechenden Formeln nach den amtlichen Bestimmungen, welche geradlinigen Spannungsverlauf und

$$n = \frac{E_e}{E_b} = 15$$

voraussetzen, lauten ähnlich:

$$x = \frac{15\, f_e}{b} \left(-1 + \sqrt{1 + \frac{0,133\, b\, h}{f_e}}\right)$$

$$\sigma_b = \frac{2\, M}{b\, x \left(h - \frac{x}{3}\right)}$$

$$\sigma_e = \frac{M}{f_e \left(h - \frac{x}{3}\right)}.$$

Um die nach beiden Methoden berechneten Werte vergleichen zu können, ermittelt *Göldel* für ein Biegungsmoment von 50 000 cm/kg mit Annahme gleicher Eisenspannungen von 1000 oder 1200 kg/qcm, aber verschiedener Betondruckspannungen, und zwar von 35 kg/qcm bei dem Potenzgesetz und von 40 kg/qcm bei dem linearen Gesetz, die Nutzhöhen und den Eisenquerschnitten.

Nach dem Potenzgesetz erhält er

$h = 9,7$ cm und $f_e = 4,85$ qcm,

dagegen nach den amtlichen Bestimmungen

$h = 9,16$ cm und $f_e = 5,11$ qcm.

Bei anderen Mischungen ist der Unterschied noch größer.

Göldel schließt hieraus, daß die amtlichen Bestimmungen zu niedrige Plattenstärken und zu große Eisenquerschnitte liefern, und daß hieran die zu hohe Annahme des Wertes $n = 15$ Schuld sei. Es wird daher vorgeschlagen, denselben auf $n = 10$ zu ermäßigen, wodurch eine größere Annäherung an die Wirklichkeit erzielt würde.

Hierzu ist folgendes zu bemerken:

Göldel hat angenommen, daß der Inanspruchnahme von 35 kg/qcm bei Anwendung des Potenzgesetzes eine rechnungsmäßige Spannung von 40 kg/qcm nach den amtlichen Bestimmungen entsprechen würde. Der Unterschied ist jedoch nicht so groß. Berechnet man die oben ermittelte Eisenbetonplatte von 9,7 cm Nutzhöhe und 4,85 cm Eisenquerschnitt nach den amtlichen Bestimmungen für ein Biegungsmoment von 50 000 cm/kg, so erhält man statt 35 kg/qcm Druck den Wert von 37,2 kg/qcm, und statt 1200 kg/qcm Eisenzugspannungen nur 1175 kg/qcm, also eine Zunahme der Betondruckspannungen von rd. 6 v. H., eine Abnahme der Eisenzugspannungen von rd. 2 v. H. *Göldel* hatte durch Gleichstellung von 35 und 40 kg/qcm dagegen eine Zunahme von rd. 15 v. H. willkürlich angenommen. Die Eisenspannuugen bleiben in beiden Fällen nahezu dieselben.

Ein Vergleich der oben angegebenen Formeln zeigt große Uebereinstimmung sowohl bei der Auswertung von x, als auch von σ_e, während die σ_b Werte etwas abweichen. Tatsächlich liefert die Rechnung in der Breite der Druckzone x Uebereinstimmung auf $^1/_{10}$ cm für das genannte Zahlenbeispiel.

Hieraus ergibt sich, daß der Einfluß der Wahl von n geringer ist als *Göldel* angenommen hat, und daß der Wert $n = 15$ wohl beibehalten werden kann, da bei zunehmender Beanspruchung diese Verhältniszahl ohnedies größer wird. (Oesterr. Wochenschrift für öffentl. Baudienst 1907, S. 77—80.)

Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Motorwagen.

Anwerfvorrichtung. Um das Ankurbeln der Wagenmotore zu vermeiden, verwenden die *Fiat-Werke* Druckluft. Diese wird während der Fahrt durch eine unmittelbar vom Motor angetriebene Pumpe in einem Behälter erzeugt und durch je ein kleines Ventil, die neben dem Ein- und Auslaßventil sitzen, in die einzelnen Zylinder eingelassen. Zu diesem Zwecke ist in der hohlen Steuerwelle eine zweite Welle untergebracht; letztere trägt einen Stift, der sich in Längsnuten der Steuerwelle bewegen und dadurch die auf ihr drehbare, mit der Zylinderzahl entsprechende Nocken versehene Muffe verschieben kann. Die Längsbewegung erfolgt, während der Motor still

steht, sobald durch einmaliges Anziehen eines am Spritzbrett befindlichen Hebels, die zu den Motorzylindern führende Druckluftleitung und ein kleiner, an ihrem Ende befindlicher Zylinder mit Druckluft gefüllt wird. Sein Kolben verschiebt dann die Innenwelle samt der Muffe, so daß deren Nocken auf die Stößel der Lufteinlaßventile arbeiten. Von den Stößeln wird stets das Ventil zuerst geöffnet, welches zu demjenigen Zylinder führt, der sich gerade im Kompressionsstadium befindet. Strömt die Druckluft ein, so drängt sie den Kolben nach unten und versetzt hierbei Steuer- und Innenwelle in Umdrehung. Die Nocken öffnen nun dadurch nacheinander die übrigen Luftventile, und zwar ebenfalls immer dasjenige zuerst, das auf dem Zylinder sitzt, dessen Kolben im Kompressionshub steht. Nach einigen Umdrehungen tritt dann der normale Gang des Motors ein. Nun wird die Druckluftleitung geschlossen, die Innenwelle geht unter Einwirkung ihrer Feder in die Anfangsstellung zurück, und die Nocken kommen außer Berührung mit den Luftventilstößeln.

Die Pumpe ergänzt jetzt wieder den Druck im Luftbehälter auf 12 at, zu welcher Arbeit, wie Bremsversuche ergeben haben, kaum $^1/_{10}$ PS nötig ist. (Das Fahrzeug vom 23. Feb. 1907.)

-h.

Bremse für Motorwagen. Bei den bisherigen Bremsvorrichtungen schleifen beim starken Anziehen der Bremse die Gummireifen auf der Fahrbahn, wodurch sie sich örtlich abnutzen. Diesem vorzubeugen, dient eine Vorrichtung, Patent *Hornstein*, bei der die Räder beim Bremsen ihre Drehbewegung so lange beibehalten, bis ein Bremsschuh in Tätigkeit tritt. Dieser ist drehbar an einem an der Wagenachse schwingenden Arm befestigt und besteht aus gepreßtem Metall mit seitlich aufgebogenen Lappen, in denen Gleitrollen gelagert sind.

In der Ruhelage hängt der Bremsschuh nach unten, wobei er natürlich außer Berührung mit dem Rade ist. Läßt nun der Führer mittels Stange, die einerseits am Bremsschuh angelenkt ist, andererseits zum Führersitz führt, die Vorrichtung fallen, so schiebt sich der Bremsschuh zwischen Rad und Fahrbahn. Das Rad läuft dabei auf die erwähnten innerhalb des Bremsschuhes angeordneten Gleitrollen auf, die, um den Gummireifen gleichmäßig zu beanspruchen, seinem Querschnitt angepaßt sind und preßt den Schuh dadurch gegen die Fahrbahn, wobei sich das Rad selbst von dieser abhebt, so daß nur der Bremsschuh schleift.

Um den dabei auftretenden Zug aufzunehmen, ist der Bremsschuh mittels Kette am Wagen aufgehängt.

Neben großer Bremskraft hat diese Vorrichtung noch den Vorteil, daß sie dem Schleudern des Fahrzeuges entgegenarbeitet, das bekanntlich auf die geringe Reibung zwischen Gummi und Fahrbahn zurückzuführen ist. (Das Fahrzeug vom 23. Feb. 1907.)

-h.

Steuerungen.

Zwangläufige Ventilsteuerung mit Flachregler. (*Proell.*) Dr. *B. Proell* hat zuerst zwangläufige Ventilsteuerungen angewendet, bei denen ein Flachregler auf der Steuerwelle zwischen den Einlaßexzentern angeordnet ist (D. R. P. 57034). Die modernste *Proell*sche Steuerung ist unter Mithilfe von *Schwabe* ausgeführt und führt den Namen *Proell-Schwabe*-Steuerung. Diese Konstruktion hat mit den früheren Ausführungen den auf einem festen Grundexzenter angeordneten Drehexzenter gemein. Dadurch wird die Verstellung des Mittelpunktes auf einem Kreisbogen bewirkt. Der Drehexzenter wirkt selbstsperrend gegen Rückdrücke auf den Regulator, welcher dadurch hochempfindlich gemacht werden kann. Weniger bekannt ist der Vorteil, welcher in der kreisbogenförmigen Scheitelkurve liegt. Man erzielt nämlich bei kleinen und normalen Füllungen wirksamere Ventilhube, ohne daß diese bei großen Füllungen zu groß ausfallen. Dabei schwankt der Voreintritt zwischen $^1/_2$ und 3 v. H.; also keineswegs unzulässig. Beispielsweise wird bei einer normalen Füllung von 25 v. H. schon 36 v. H. des größten Exzenterweges mit dem Drehexzenter, gegenüber 24 v. H. bei geradliniger Scheitelkurve erreicht. Hierdurch erzielen sich für den Drehexzenter 1,5 mal größere Exzenterwege als bei geradliniger Exzenterverstellung. Der Einlaßmechanismus besteht aus einem zweiarmigen Ventilhebel, dessen einer geschlitzter Arm die Ventilspindel anhebt und dessen anderer Arm nach einer bestimmten Kurve begrenzt ist, auf der eine Rolle läuft, welche durch einen Führungslenker auf einem Kreisbogen geführt wird. Der auf dem Kreisbogen bewegliche Lenkerbolzen bildet zugleich das eine Ende der Exzenterstange und wird also vom Exzenter aus bewegt. Die Begrenzungskurve muß so geformt sein, daß die Rolle tangential auf die Kurve aufläuft also anfangs zur Bewegung nur eine sehr kleine Kraft erfordert. Dann soll der Anhub schneller stattfinden und schließlich die Geschwindigkeit in sanftem Uebergang auf 0 zurückgehen, weil sonst bei hoher Umlaufzahl Ventilüberhebungen stattfinden. Um günstige Uebergangsverhältnisse zu erhalten *soll der kritische Winkel, d. h. der Winkel zwischen der Bewegungsrichtung der Rolle und der Kurvenscheibe im Rollenmittelpunkt stumpf sein.*

Ein kräftiger Regler mit hoher Empfindlichkeit und ohne Beharrungswirkung ist einem schwachen Regler mit schwerer Beharrungsmasse vorzuziehen, was auch durch ein Tachogramm bestätigt wird, welches an einer Einzylindermaschine von 450 mm Zylinderdurchmesser, 800 mm Hub und 100 Umdrehungen i. d. Minute mit *Proell-Schwabe*-Steuerung, aufgenommen wurde. Bei Uebergang von Vollbelastung auf Leerlauf und umgekehrt änderte sich die Umlaufzahl um 1 v. H. und der neue Beharrungszustand war nach drei Sekunden hergestellt. Die Verstellung der Umlaufzahl während des Ganges läßt sich auf einfache Weise durchführen. (Zeitschrift d. Vereins d. Ing. 1907, S. 132—139.)

F.

Straßen- und Kleinbahnen.

Wagen für elektrische Bahnen. Auf der Gewerbe- und Industrieausstellung zu Nürnberg 1906 waren von der *Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg* ausgestellt:

Ein zweiachsiges Untergestell mit festen Achsen für Motorwagen 1000 mm Spur, 800 er Räder und 1800 mm Radstand. Die Langträger sind aus Flußeisenblech gepreßt und an den Enden und in der Mitte durch Walzeisen verbunden. Der so gebildete Rahmen, der durch Diagonalstreben und Eckverbindungsbleche versteift ist, ruht unter Zwischenschaltung von Blattfedergehängen auf den Achsbuchsen. Der Wagenkasten wird mittels vier an den Ecken der Langträger sitzenden Blattfedern getragen, so daß er gegen die Laufachsen doppelt abgefedert ist. Die Räder haben Radsterne von Schmiedeeisen und Stahlbandagen. Die Kettenspindelbremse, welche von beiden Plattformen angestellt werden kann, preßt vier Bremsklötze mit gleichem Druck gegen die Räder.

Ein Lenkachsen-Untergestell für Motorwagen besitzt zwei durch eine Schwinge gekuppelte einachsige Drehgestelle, deren Rahmen die Motoren, die vier Klötze und das Gestänge der Bremse tragen. Auch hier ist eine doppelte Abfederung des Wagenkastens vorgesehen.

Der für die Kiewer Straßenbahn bestimmte Motorwagen hat auf freistehenden mit sieben umlegbaren Rückenlehnen versehenen Sitzbänken 21 Sitzplätze. Die Plattformen werden von zwei unter den Wagen hindurchlaufenden U-Eisen getragen, sind vorn durch eine Blechwand und seitlich durch Gittertüren geschlossen; am Kopfe besitzen sie einen Glasvorbau mit herablaßbaren Fenstern. An Stelle der Rammbohle trägt der Wagen einen die vordere Wölbung der Plattform umschließenden federnden Pufferbügel. Das Untergestell des Wagens besitzt zwei gekuppelte einachsige Drehgestelle bei 3,2 m Radstand.

Die 8-Klotzbremse ist so angeordnet, daß ihr Anziehen die Einstellung der Drehgestelle in Krümmungen nicht beeinträchtigt.

Der Revisionswagen für Straßenbahnen, der zugleich für

behördliche Abnahmen, für Meßzwecke und als Repräsentationswagen dienen soll, hat einen mit Klapptischen, Drehsesseln und kleinen Sofas ausgestatteten Mittelraum. Zwei anschließende kleinere Räume dienen als Waschraum und als Apparateraum für Messungen. Der Wagenkasten ruht auf einem Untergestell mit gekuppelten einachsigen Drehgestellen bei doppelter Abfederung durch Blattfederbündel.

Die Wagen der Ausstellungsrundbahn sind besonders für den Massenverkehr gebaut. Die Motorwagen sind so breit, daß zu beiden Seiten eines Mittelganges zwei Reihen von je zwei in der Fahrtrichtung angeordneten Quersitzen untergebracht werden konnten; außerdem sind die Wagen auf einer Seite ganz offen, so daß auch ein Einsteigen zwischen die Sitze hindurch möglich ist. Die zwischen den Plattformblechen 10,5 m langen Wagen haben 44 Sitzplätze und bieten Raum für 16—26 Stehplätze. Der Wagen läuft auf Drehgestellen (Maximum Traction Bauart), bei denen der Drehzapfen der einen Achse näher gelegt ist. Der Radstand der Drehgestelle beträgt 1500 mm, die Drehzapfenentfernung 5500 mm. Da die Wagen nur in einer Richtung verkehren, ist auch nur auf einer Plattform ein Fahrschalter vorhanden.

Die Anhängewagen haben 18 Sitz- und 3 Stehplätze im Innern und 20 Stehplätze auf beiden Plattformen, über die allein der Zugang zum Wageninnern stattfindet. Der Radstand des mit einfacher Abfederung und vierklotziger Spindelbremse versehenen Untergestells beträgt 2800 mm. (Deutsche Straßen- und Kleinbahnzeitung 1906, S. 866—869 u. S. 886—888.)

Pr.

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftanlage. (*Wrigley.*) Der Saluda Fluß wird durch einen 97 m langen Steindamm gestaut, von dem das Wasser durch einen 248 m langen neben dem Fluß verlaufenden Kanal dem Kraftwerk zugeführt wird. Eine Seitenwand des Kanals ist in die bergwärts gelegene Seite des Erdreichs eingeschnitten, während die andere (nach dem Fluß zu) aus Erdauffüllung über Mauerwerk besteht. Das Kraftwerk enthält vorläufig drei Maschinensätze, deren jeder aus einer liegenden Turbine (mit drei Laufrädern von je 990 mm Durchmesser) von je 1700 PS Leistung bei 200 Umdrehungen i. d. Minute und einem Gefälle von 10,67 m besteht. Die Turbinen sind mit je einem 1000 KW Drehstrommotor (2300 Volt, 95 v. H. Wirkungsgrad) gekuppelt. Eine Turbine mit 381 mm Laufraddurchmesser dient zum Antrieb einer besonderen 55 KW Erregermaschine (625 Umdr./Min.) eine weitere Turbine von 457 mm Durchmesser und 600 Umdr./Min. zum Antrieb eines 100 KW-Drehstromgenerators. Die Regulierung der Turbinen erfolgt durch Oeldruckregulatoren. (Electrical World 1906, S. 1147—1149.) *A. M.*

Amerikanischer Wasserturbinenbau. (*Pfau.*) Die Grundsätze des amerikanischen Wasserturbinenbaues einschließlich Regulatorenbau werden mit einem großen Konfektionsgeschäft verglichen, das nach folgenden Grundsätzen arbeitet. Vorhanden sein soll ein möglichst großes Vorratslager an laufender Marktware und in möglichst viel verschiedenen Größen. Dieses Vorratslager muß durch Kataloge mit Baumaßen und Bremsergebnissen bekannt gemacht werden. Es sind Typen herzustellen, wodurch die Preise niedrig werden. Das Konstruktionspersonal kann dabei auf einige gute Konstrukteure beschränkt werden, die mit niedrig bezahlten Zeichnern einen einmal festgelegten Typ für verschiedene Größen proportional umzeichnen. Die Werkzeichnungen sind Normalblätter, mit Buchstabenmaßangaben. Die einzelnen Zahlenmaße werden dann jeweilig aus Tabellen entnommen. Ebenso sind die Kostenanschläge ausgeführt. Dadurch, daß in Amerika die meisten technischen Vorarbeiten von „Consulting Engineers" ausgeführt werden, wird das Katalogverfahren gefördert. Es gibt nur eine Firma in Amerika, welche Turbinen und elektrische Maschinen zugleich baut. Da es üblich ist, die Turbinen nach der Anzahl Zoll des Raddurchmessers zu kennzeichnen, so sucht jede Firma, in ihren Katalogen für bestimmte Raddurchmesser mehr PS oder Umdrehungen anzugeben. Der nachteilige Einfluß der (privaten) Prüfstation in Holyoke wird eingehend erläutert, die Art der Ausführung der Versuche wird beschrieben. Verfasser weist darauf hin, daß sich allmählich die Erkenntnis Bahn brechen kann, daß eine solidere Basis auch ihm finanzielle Vorteile bringen kann. (Schweizer. Bauzeitung 1907, S. 2—5 und S. 21—23.) *A. M.*

Viktoria-Fälle. Die Ausnutzung der Viktoria-Fälle (Afrika) am Zambesi wird durch die natürliche Felsformation einfach. Der Fall stürzt in einer Breite von 1 Meile mit 107 m Gefälle ab. Zunächst sollen 30 000 PS in einer Wasserkraftanlage nutzbar gemacht werden, welche in Form von Drehstrom (150 000 Volt, $12^1/_2$ Perioden) bis nach dem 600 Meilen entfernten Johannisburg geleitet werden. Die Höchstleistung des Kraftwerkes soll später auf 250 000 PS gebracht werden. Zum Belastungsausgleich und zur Reserve wird am Ende der Fernleitung ein Hilfskraftwerk errichtet. Mit dem überschüssigen elektrischen Strom (Nachtstunden, Betriebspausen usw.) wird Wasser in ein auf einem Hügel angelegtes Reservoir gepumpt. Mit dem hierdurch zur Verfügung stehenden Gefälle von 138 m kann im Bedarfsfalle der Strom aus dem Hilfskraftwerk geliefert werden. Um möglichst bald Strom liefern zu können, wird zunächst ein Dampfkraftwerk für 24 000 PS erbaut, welches später nach Fertigstellung des Wasserkraftwerkes zur Aushilfe dienen wird. (The Electrical Magazine 1906, S. 435—439.) *A. M.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Herstellung und Instandhaltung elektrischer Licht- und Kraftanlagen. Ein Leitfaden auch für Nicht-Techniker unter Mitwirkung von Dr. *C. Michalke* verfaßt und herausgegeben von *S. Frhr. von Gaisberg*. Dritte, umgearbeitete und erweiterte Auflage. Mit 54 Abb. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geb. M. 2,40.

Deutsche Gesellschaft zur Beförderung rationeller Malverfahren e. V. in München. Kommission zur Bekämpfung von Mißständen in der Herstellung, im Handel und in der Verarbeitung der Farben und Malmaterialien. Protokoll der am 29. Juni 1906 in Nürnberg abgehaltenen ersten Sitzung der Kommission zur Bekämpfung von Mißständen in der Herstellung im Handel und in der Verarbeitung der Farben und Malmaterialien. München, 1906. Verlag der „Deutschen Gesellschaft zur Beförderung rationeller Malverfahren e. V." in München. Kgl. Akademie der bildenden Künste.

Handbuch der angewandten physikalischen Chemie. Herausgegeben von Prof. Dr. *G. Bredig*. Band V. Kurzer Abriß der Spektroskopie und Kolorimetrie. Von Dr. *Emil Baur*, A. O. Professor an der Herzoglich Technischen Hochschule in Braunschweig. Mit 29 Abb. Leipzig, 1907. Johann Ambrosius Barth. Preis geh. M. 6,—, geb. M. 7,—.

Wasserkraftmaschinen. Ein Leitfaden zur Einführung in Bau und Berechnung moderner Wasserkraftmaschinen und Anlagen. Von *L. Quantz*, Dipl.-Ing. Oberlehrer an der Kgl. höheren Maschinenbauschule zu Stettin. Mit 130 Abb. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geb. M. 3,60.

Die Grundlagen der Mechanik. Von Dr. *O. Dziobek*, Professor in Charlottenburg. Mit zahlreichen Abb. Berlin, 1907. Mittler & Sohn. Preis geh. M. 6.—, geb. M. 7,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 14. Berlin, 6. April 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Aërogengas.

Von Dipl.-Ing. **Friedrich Meyenberg**, Braunschweig.

Es dürfte noch allgemein in Erinnerung sein, wie vor etwa $1^1/_2$ Jahrzehnten der schon fast zugunsten der elektrischen Beleuchtung entschiedene Kampf sich plötzlich durch die Erfindung *Auers* für das Leuchtgas siegreich gestaltete. Noch ist es der Elektrizität trotz lebhaftester Bemühungen, trotz der zahlreichen namentlich in den letzten Jahren erfundenen, stromsparenden Lampen nicht gelungen, das strittige Gebiet zu erobern, überall werden die städtischen Gasanstalten vergrößert, neue blühen empor und werfen teilweise beträchtlichen Reingewinn für die betreffenden Gemeinden ab. Und doch gibt es auch für sie eine Grenze, wo der wirtschaftliche Nutzen aufhört, ja sich in sein Gegenteil zu verkehren imstande ist: es ist das eine Grenze nach unten hin. Je kleiner die in Frage kommende Gemeinde ist, desto geringer wird sich auch verhältnismäßig die Rentabilität einer Leuchtgasanstalt stellen, bis sie dann bei Orten mit 1500 bis 3000 Einwohnern ganz verschwinden kann. Hier trat früher allgemein das Petroleumlicht in die Schranken, dem aber in der Beleuchtung sowohl einzelner Landhäuser, Restaurants, alleinstehender Fabriken wie kleinerer Ortschaften seit einigen Jahren mächtige Konkurrenten erwachsen sind. Unter ihnen hat sich das sogen. „Aërogengas" in heißem Kampfe einen ehrenvollen Platz gesichert.

Im folgenden soll versucht werden, ein Bild von der Entstehung und den Eigenschaften dieses Gases zu geben, die verschiedenartigen Anstalten zu schildern, in denen seine Herstellung vor sich geht, und einen Begriff von seiner heutigen Bedeutung zu ermöglichen. Dabei wird naturgemäß auch die wirtschaftliche Seite des Problems zu behandeln und ein Vergleich mit dem mächtigen Gegner des Aërogengases, dem Acetylen, nicht zu umgehen sein.

Wie der, übrigens wenig schöne, Name andeutet, handelt es sich um ein Luftgas, d. h. um Luft, die Dämpfe leicht siedender Kohlenwasserstoffe aufgenommen hat. Erreicht wird dies allgemein, indem man die Luft unter eine gewisse Pressung bringt und sie dann in Blasenform durch den flüssigen Kohlenwasserstoff hindurchtreten läßt. Die Versuche, auf diese Weise einen Ersatz für Steinkohlengas herzustellen, sind schon alt; sie scheiterten alle daran, daß es nicht gelang, ein genügend gleichmäßiges Gas zu erhalten.

Der Grund dieser Erscheinung ist leicht einzusehen, wenn wir uns zunächst die Eigenart der hier in Frage kommenden Kohlenwasserstoffe vergegenwärtigen. Sie entstehen sämtlich durch Destillation aus Erdöl oder Rohpetroleum; dieses wird zuerst von erdigen und wässerigen Bestandteilen durch Abscheidung befreit und dann mittels Dampf in einer Blase ganz allmählich erhitzt. Die sich bei einer bestimmten Temperatur bildenden Dämpfe werden durch eine Kühlschlange geleitet, und die alsdann entstehenden Niederschläge haben naturgemäß einen höchsten Siedepunkt, welcher der Erzeugungstemperatur entspricht. Die einzelnen so entstandenen Flüssigkeiten haben in der Praxis die verschiedensten Namen erhalten, die zum Teil keinerlei tiefere Bedeutung besitzen. Sie haben mit steigendem höchsten Siedepunkte zunehmendes spezifisches Gewicht und lassen sich etwa in folgende Reihe bringen:

	spez. Gew.	Höchster Siedepunkt.
Rhigolen	0,615—0,625	35 ° C
Petroleumäther . .	0,630—0,640	45 ° „
Leichtbenzin . . .	0,640—0,670	85 ° „
Mittelbenzin . . .	0,675—0,720	100 ° „
Schwerbenzin . . .	0,725—0,750	120 ° „
Petroleum	0,780—0,820	300 ° „
Schmieröle u. Vaseline	> 0,820	> 300 ° „

Uns interessieren von diesen Stoffen hier nur die Benzine, und unter ihnen insbesondere die Leichtbenzine, welche man hauptsächlich zu Leuchtzwecken verwendet, während die Mittelbenzine zumeist in Motoren, die Schwerbenzine in Wäschereien und Reinigungsanstalten benutzt werden. Jene Leichtbenzine teilt man noch wieder in das sogen. „Gasolin" mit einem spez. Gewicht von 0,640 bis 0,650 und in das „Solin" mit einem spez. Gewicht von 0,655 bis 0,670. Letzteres ist das billigere und zur Aërogengasherstellung in unserem Klima geeignetere; nur bei starkem, langanhaltendem Frost wird zu seiner Ersetzung durch Gasolin geraten.

Untersuchen wir nun ein solches Leichtbenzin genauer, so ergibt sich zunächst, daß die im Handel vorkommenden Sorten ganz ungemeine Verschiedenheiten untereinander zeigen, sodann aber, was uns hier im Zusammenhange mehr interessiert, daß ein solches Leichtbenzin wiederum aus einer Anzahl Körper besteht deren Siedepunkte von einander abweichen. So lieferte z. B. eine fraktionierte Destillation eines solchen im Handel bezogenen Benzins folgendes Ergebnis:

Temperaturen in °C	Flüssigkeiten in Volumprozenten, welche bei Erwärmung bis zu den angegebenen Temperaturen überdestillieren
40°	10,75
50°	26,00
60°	22,75
70°	32,00
80°	8,50
Spez. Gew. bei 15° C	0,6664

Nach dieser Betrachtung dürfte es ohne weiteres klar sein, warum der Versuch, in der geschilderten Weise ein gleichmäßiges Luftgas darzustellen, fehlschlagen mußte: bläst man Luft durch eine Flüssigkeit aus derartig verschieden leicht siedenden Bestandteilen, so wird sich die Luft zunächst mit denjenigen Teilen sättigen, die leichter sieden; allmählich aber muß die Karburierung der Luft abnehmen; denn es bleiben immer schwerer siedende Teile zurück; der Gehalt an Kohlenwasserstoffen und damit Heiz- und Leuchtkraft für einen Raummeter des Gases nehmen ab. Sodann ist die Temperatur der eingeblasenen Luft von wesentlicher Bedeutung, da warme Luft an und für sich mehr Dämpfe von Kohlenwasserstoffen aufzunehmen imstande ist, als kalte.

Demgegenüber besteht der Grundgedanke der Aërogengaserzeugung darin, genau abgemessene Mengen Benzin in einen luftverdünnten Raum zu bringen, wo sie verdunsten, sie dann mit ebenfalls genau abgemessenen Mengen Luft zu vermischen und mit dieser gemeinsam auf einen bestimmten Verbrauchsdruck, etwa 140 mm Wassersäule, zu pressen. Entgegen der früheren Art, Luftgas herzustellen, indem man der Luft gestattet, so viel Benzindampf in sich aufzunehmen, als den gerade vorliegenden Verhältnissen entspricht, also bei Aenderung dieser Verhältnisse natürlich auch verschieden viel, sorgt man also jetzt dafür, daß der Gehalt an Benzindämpfen niemals von einer bestimmten, als richtig anerkannten Größe abweicht.

Aeußerlich unterscheidet sich der Apparat, in dem die Bildung des Aërogengases erfolgt, dadurch von anderen,

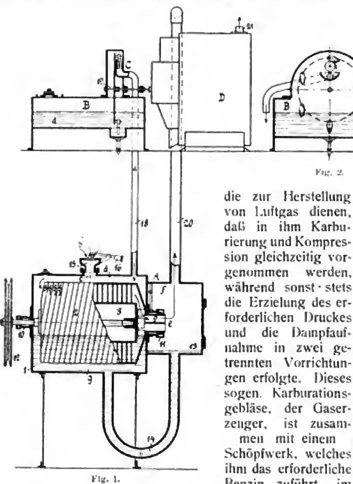


Fig. 1.

Fig. 2.

die zur Herstellung von Luftgas dienen, daß in ihm Karburierung und Kompression gleichzeitig vorgenommen werden, während sonst stets die Erzielung des erforderlichen Druckes und die Dampfaufnahme in zwei getrennten Vorrichtungen erfolgte. Dieses sogen. Karburationsgebläse, der Gaserzeuger, ist zusammen mit einem Schöpfwerk, welches ihm das erforderliche Benzin zuführt, im Prinzip in Fig. 1 und 2 dargestellt. In dem allseitig geschlossenen Zylinder *1* dreht sich um die in den Stopfbüchsen *10* und *11* abgedichtete Achse *9* die Schraubenrohrpumpe *2*. Sie wird durch die hohle Blechtrommel *3* gebildet, in der vier Rohre von rechteckigem Querschnitte 5 5_1 5_2 5_3 nebeneinander schraubenförmig aufgewunden sind. Sie sind auf der einen, linken, Seite offen, auf der anderen münden sie in die hohle Achse *9*, die, durch Stopfbüchse *11* gegen den ersten Raum, den Saugraum, abgeschlossen, in einen zweiten, den Druckraum, mündet. Als einzige Verbindung zwischen diesen beiden Räumen dient das U-förmig gebogene Rohr *14*. Während der Druckraum durch das Rohr *20* an den Gaseinlaß des Gasmessers *D* angeschlossen ist, kann in den Saugraum Luft durch den Stutzen *15* eintreten. Im allgemeinen ist dieser allerdings durch ein Rückschlagventil geschlossen, das durch den Gewichtshebel *16* jedoch nur so lange in dieser seiner Lage gehalten wird, als nicht ein genügend großer Unterdruck im Saugraume herrscht. Ein zweiter Stutzen ist durch das Rohr *18* mit der Vorrichtung verbunden, welche das Benzin in genau abgemessenen Mengen dem Gaserzeuger zuführt. Oben auf dem Benzinbehälter *B*, einem kreisrunden, allseitig geschlossenen Gefäß, sitzt nämlich das Schöpfwerk *C*. Dieses besteht aus einer Scheibe, die sich um die Achse *19* dreht und am Umfang sechs, um Zapfen schwingende Becher trägt, welche in das Benzin tauchen. Durch eine halbkreisförmige Haube ist das Ganze luftdicht verschlossen. Wird das Schöpfwerk nun gedreht, so wird in den Bechern Benzin mit nach oben genommen; über einer an der Haube angebrachten Schale werden die Becher aber zwangsweise umgekippt und entleeren ihren Inhalt in die Schale, die durch das Rohr *18* mit dem Saugraume in Verbindung steht. Wird nun die Achse *9* des Gaserzeugers, der zu $^2/_3$ mit Wasser gefüllt ist, von der Antriebscheibe *12* aus in Umdrehung versetzt, so entsteht, da das in die Schlangenrohre eintretende Wasser die in diesen enthaltenen Luftsäulen absperrt und fortdrückt, im Saugraume ein Unterdruck, und das in diesen eintropfende Benzin wird lebhaft verdampfen. Etwa nicht verdampftes Benzin schwimmt als feine Schicht mit großer Oberfläche auf dem Wasser und verdunstet im Laufe des weiteren Prozesses. Nunmehr gelangt demnach in die Schlangenrohre nicht mehr reine, sondern carburierte Luft und diese wird in ihnen mit Hilfe der als Abschluß und Kolben wirkenden Wassersäulen auf die gewünschte Pressung gebracht. Deren Größe hat man von vornherein vollkommen in der Hand, da sie nur von der Anzahl der Rohrwindungen abhängt. Gleichzeitig mit dem Gas gelangt selbstverständlich auch Wasser mit in den Druckraum, das sich aber hier natürlich abscheidet und durch das U-förmige Rohr in den Saugraum zurücktreten kann. Sobald in diesem der Unterdruck unter ein bestimmtes Maß sinkt, öffnet sich das Rückschlagventil *15* und läßt frische Luft ein. Wird dagegen im Druckraum der Druck zu hoch, so tritt durch das U-Rohr Gas in den Saugraum zurück. Die Größe beider Spannungen läßt sich genau festlegen, jene durch Veränderung der Gewichtsbelastung des Rückschlagventils, diese durch Wahl einer entsprechenden Länge des U-Rohres.

Vom Druckraume aus fließt das Gas durch Rohr *20* zu einer nassen Gasuhr *D* bekannter Konstruktion, die sich nur dadurch von der sonst üblichen Ausführung unterscheidet, daß sie eine verlängerte Achse erhält; mit ihr ist die Achse *19* des oben beschriebenen Schöpfwerkes gekuppelt, die sich daher nur dann dreht, wenn Gas durch den Gasmesser fließt.

Der Gaserzeuger hat infolge dieser eigentümlichen Anordnung die Fähigkeit, seine Produktion genau dem Verbrauche anzupassen. Selbstverständlich wird ja durch den Gasmesser hindurch nur so viel Gas abgezogen, als dem augenblicklichen Bedarfe entspricht; der Gasmesser und damit das Schöpfwerk wird hiernach eine entsprechende Umdrehungsgeschwindigkeit erhalten, also auch soviel Benzin fördern, als zur Herstellung des in jedem Augenblicke gebrauchten Gases erforderlich ist. Wird nirgends eine Flamme gebrannt, so steht natürlich

der Gasmesser und damit auch das Schöpfwerk still. Gleichzeitig aber steigt auch im Druckraume die Pressung, bis wie geschildert ein Ausgleich nach dem Saugraume durch das U-Rohr hindurch eintritt. Wird aber hierdurch der Unterdruck im Saugraum vernichtet, so öffnet sich natürlich auch das Ventil *15* nicht mehr, d. h. in diesem Falle entsteht einfach ein Umlauf unkarburierter Luft vom Saugraum durch die Schraubenrohrpumpe in den Druckraum und durch das U-Rohr in den Saugraum zurück. Wenn man bedenkt, daß sich dieser Prozeß, den man gewissermaßen einen Leerlauf des Gaserzeugungsapparates nennen kann, vollständig selbsttätig statt des nach und nach schwächer gewordenen normalen Karburierungsprozesses einstellt, sobald die Pressung im Druckraum die entsprechende Höhe erlangt hat, so wird man verstehen, daß der Apparat eine außerordentliche Anpassungsfähigkeit an den naturgemäß stets schwankenden Betrieb besitzt. Ferner dürfte es klar sein, daß die oben aufgestellte Grundforderung der Gleichartigkeit des erzeugten Gases mit Hilfe des beschriebenen Apparates erfüllt ist; hier wird wirklich einer bestimmten Menge Luft stets eine genau abgemessene Menge Benzin beigemischt.

Dadurch wird nun vor allem erzielt, daß die von vornherein befürchtete Abscheidung der Benzindämpfe bei Abkühlung des Gases unter die Erzeugungstemperatur, wie sie im normalen Betriebe zur Winterszeit stets eintreten kann, nicht oder doch nur in einem Maße stattfindet, daß sie für die Praxis bedeutungslos ist. Bei den älteren Arten Luftgas war ganz naturgemäß häufig das entgegengesetzte der Fall: durch die bei deren Erzeugung stattfindende Berührung der Luft mit vergleichsweise erheblichen Mengen Benzin war die Möglichkeit der Sättigung dieser Luft mit Benzindämpfen gegeben. Nun sinkt ja aber die Aufnahmefähigkeit der Luft bei Erniedrigung ihrer Temperatur; fand also die Erzeugung des Luftgases bei 10 ° statt und trat dann im Rohrnetz eine Abkühlung auf vielleicht 0 ° ein, so mußte eine Abscheidung unbedingt stattfinden, wenn vorher bei 10 ° eine Sättigung vorhanden war. Anders liegt die Sache jetzt hier. Das in Frage kommende Leichtbenzin besteht in der Hauptsache aus Pentan $C_5 H_{12}$ und Hexan $C_6 H_{14}$. Nehmen wir zur Vereinfachung der Rechnung, die nur zur Veranschaulichung der Vorgänge, nicht zu deren zahlenmäßiger Verfolgung dienen soll, einmal an, daß das erstere $^1/_3$, das letztere $^2/_3$ der ganzen Flüssigkeit ausmache. Die Dampfspannung bei 0 ° C beträgt für Pentan 183,25 mm, für Hexan 45,45 mm, ist also für das in Frage kommende Benzin rund 91 mm. Es können demnach bei 0 ° C $\frac{91 \cdot 100}{760} = \sim 12$ v. H. Raumteile Benzin der Luft beigemischt werden, ohne daß eine Wiederausscheidung zu befürchten ist, solange die Temperatur über 0 ° bleibt. Nun beträgt das Gewicht eines Liters Pentandampf $\sim$ 3,22 g, dasjenige eines Liters Hexandampf $\sim$ 3,84 g. Nehmen wir danach dasjenige eines Liters Benzindampf zu 3,65 g an, natürlich stets für 0 ° C, so ergibt sich, daß bei dieser Temperatur dann eine Sättigung der Luft mit Benzindämpfen stattgefunden hat, wenn auf 1 cbm Luft $120 \cdot 3{,}65 = \sim 440$ g verbraucht sind. Tatsächlich wird aber das Aërogengas durch Einträufeln von höchstens 250—260 g Benzin für 1 cbm Luft erzeugt. Danach kann also erst eine Abscheidung von Benzin durch Abkühlung des Gases bei Temperaturen, die weit unter 0 ° C liegen, stattfinden. Berücksichtigt man nun, daß bei richtiger Verlegung der Rohrleitung das diese durchströmende Gas bei seinem Wege von der Gasanstalt bis zur Verbrauchsstelle selbst bei scharfem Froste schwerlich unter —5 ° C abgekühlt werden wird, und wählt man ferner, wie bereits erwähnt, während dieser Zeit zur Vorsicht statt des Solins ein Gasolin, also ein Benzin, bei dem die Verhältnisse noch günstiger liegen als oben geschildert, so ist man wohl berechtigt, die Gefahr der nachträglichen Ausscheidung des Karburationsmittels für belanglos zu erklären. Tatsächlich hat denn auch die Praxis, die mehrjährige Erfahrung an ausgeführten Anlagen, diese Ansicht durchaus bestätigt[1]).

Was die ferneren Eigenschaften des Aërogengases anbelangt, so ist es, man möchte fast sagen *glücklicherweise*, wie alle anderen Leuchtgasarten imstande, mit Luft explosible Gemische zu bilden. Denn wenn dadurch auch eine gewisse Gefahr für alle an eine derartige Gasanstalt angeschlossenen Häuser entsteht, so verdankt man doch nur dieser Tatsache die Möglichkeit, das Gas zur unmittelbaren Krafterzeugung im Motor verwenden zu können. Uebrigens ist jene Gefahr auch nicht von der Bedeutung, die man ihr zunächst beizulegen versucht ist; jedenfalls scheint sie eher geringer als größer wie diejenige zu sein, welche bei der Benutzung anderer Leuchtgasarten als selbstverständlich in Kauf genommen wird. Das hängt wohl hauptsächlich damit zusammen, daß das Aërogengas unter jenen Gasarten insofern eine Ausnahme bildet, als es schwerer als Luft ist, nämlich ein spez. Gewicht von 1,2 hat. Und das ist wohl der Grund für die auffallende Tatsache, daß sich Aërogengas, obgleich zum größten Teile aus Luft bestehend, nur sehr schwer mit dieser mischt. Auch werden die verhältnismäßig nahe bei einander liegenden Explosionsgrenzen hieran nicht unbeteiligt sein, namentlich der Umstand, daß die untere und für die vorliegende Frage wichtigere ziemlich hoch liegt, d. h. daß einerseits erst dann eine Explosion eintreten kann, wenn das Verhältnis Gas zu Luft recht groß geworden ist, nämlich 0,34, also schon recht viel Gas ausgeströmt ist, andererseits schon verhältnismäßig bald die Explosionsfähigkeit wieder aufhört, nämlich sobald jenes Verhältnis auf 0,65 gestiegen ist. Um ein Urteil darüber zu ermöglichen, wie diese Verhältnisse sich für andere explosible Gemische gestalten, möge hier eine kleine von *Eitner* aufgestellte Tabelle folgen. Danach ist der Explosionsbereich eines Brennstoffluftgemisches:

Tabelle 1.

	Kohlenoxyd	Wasserstoff	Wassergas	Acetylen	Leuchtgas	Aethylen	Alkohol 95,14 Gew. v.H.	Methan	Aether	Benzol	Pentan	Benzin	Aërogengas
Untere Explosionsgrenze	16,5	9,45	12,40	3,35	7,9	4,1	3,95	6,1	2,75	2,65	2,4	2,4	34
Obere Explosionsgrenze	74,95	66,40	66,75	52,30	19,1	14,6	13,65	12,8	7,70	6,50	4,9	4,9	65
Differenz	58,45	54,95	54,35	49,05	11,2	10,5	9,70	6,7	4,95	3,85	2,5	2,5	31

[1]) Dr. *E. Schilling* kommt in einem eingehenden Gutachten über die Anlage in Kehlheim in Bayern, an der er zur Zeit scharfen Frostes Beobachtungen machte, auf welche weiter unten noch näher einzugehen ist, zu der gleichen Schlußfolgerung.

Die letzte Reihe dieser Tabelle mit den schon oben genannten Zahlen ist von mir zum Vergleich hinzugesetzt worden; sie ist selbstverständlich durch Rechnung ohne weiteres aus der vorletzten abzuleiten. Wie ersichtlich, liegt das Aërogengas in bezug auf die Größe des Explosionsbereiches zwischen Acetylen und Leuchtgas; doch ist diesen beiden sowie allen in der Tabelle enthaltenen Gasarten gegenüber die sehr hohe Lage der unteren Explosionsgrenze als Vorteil zu betrachten. So stellt sich denn auch bei näherer Betrachtung heraus, daß durchaus nicht alle Unglücksfälle, welche in der Fach- und Tagespresse als Aërogengasexplosionen gekennzeichnet werden, tatsächlich solche sind, sondern häufig Benzinbrände. Kaum bedarf es an dieser Stelle des Hinweises auf die Tatsache, daß Benzin, also der zur Aërogengasbereitung benutzte Körper sehr feuergefährlich ist; das ist ja etwas allgemein bekanntes. Vorsicht bei der Behandlung dieses Stoffes und Beachtung aller von sachverständiger Seite gegebenen Verhaltungsmaßregeln ist durchaus am Platze, wenn man sich vor Schaden behüten will. Andererseits ist bei richtiger konstruktiver Durchbildung der ganzen Anlage und genauer Befolgung jener Vorschriften die Gefahr eines Unglücksfalles nicht so groß, daß man deshalb auf die Herstellung und Verwertung des Aërogengases verzichten müßte. Gibt es doch wohl kaum eine Beleuchtungsart, die nicht in irgend einer Weise Brand- oder Explosionsgefahr mit sich brächte. Das liegt nun einmal in der Natur der Sache und muß als unabänderlich hingenommen werden. Fordern muß man bei neuen Vorschlägen nur, daß jene Gefahren sich in den bei bekannten Beleuchtungsarten gewohnten Grenzen halten und sich durch sorgfältige Durchbildung und Behandlung der betr. Apparate annähernd vollständig vermeiden lassen.

(Fortsetzung folgt.)

Die Anwendung des Tallowwood-Hartholzes im Eisenbahn- und Straßenbau.

Von Regierungsbaumeister **Jaehn** in Bromberg.

(Fortsetzung von S. 197 d. Bd.)

Im Eisenbahnbau spielt das Holz eine nicht unbedeutende Rolle hinsichtlich seiner Verwendung für *Eisenbahnquerschwellen*. Wie schon im Vorhergehenden kurz angedeutet war, erleiden die Schwellen infolge der Druck- und Stoßwirkungen der Fahrzeuge mechanische Angriffe, welche Formveränderungen und Beanspruchungen der Schwelle herbeiführen, denen diese um so länger widerstehen wird, jemehr ihre Form und ihre Abmessungen, ferner die Güte des Holzes, schließlich die Gesamtanordnung des Gleises den Anforderungen bezüglich der Festigkeitsbedingungen und der baulichen Ausgestaltung entspricht; gleichzeitig aber üben die Witterungseinflüsse eine zerstörende Wirkung auf die Schwelle aus, denen diese infolge der eintretenden Fäulnis nach einem kürzeren oder längeren Zeitraume unterliegt. Der Schienendruck preßt die Holzfasern zusammen und bewirkt durch das Aufschnellen der Schienen nach Entlastung eine baldige Lockerung der Befestigungsmittel. Die Wirkungen der Seitenkräfte äußern sich durch Verdrückungen und Verdrehungen der Befestigungsmittel, welche allmählich gelockert werden, an Haltkraft verlieren und durch Erweiterung der Löcher die mechanische und Fäulniszerstörung der Schwelle begünstigen. Die insbesondere durch das Wandern erzeugten Längskräfte führen Verschiebungen und Verdrehungen der Schwelle herbei, die gleichfalls eine Lockerung der Befestigungsmittel und eine Zerstörung der Holzfaser im Gefolge haben. Die Betriebssicherheit macht zur Erhaltung der Spurweite eine öftere Umnagelung der Schienen und Nacharbeiten der Auflagerflächen erforderlich, wodurch der Verschleiß der Schwelle beschleunigt wird. Außer diesen Beanspruchungen ist die Schwelle schließlich noch durch die Uebertragung der Druck- und Reibungswirkungen auf die Bettung, ferner das Unterstopfen und die Härte des Bettungsstoffes Zerstörungen ausgesetzt. Die Tallowwoodquerschwelle ist infolge ihrer im Vorhergehenden erörterten Eigenschaften imstande, diesen verschiedenartigen zerstörenden Einflüssen erfolgreich zu widerstehen, außerdem aber stellt sie sich insofern wirtschaftlich, weil wegen der hohen Festigkeit ein geringerer Schwellenquerschnitt als bei Verwendung einer Eichenquerschwelle ausreicht, zudem aber eine Imprägnierung sich erübrigt. Die Unterhaltungskosten für eine Oberbauanordnung unter Verwendung von Tallowwoodquerschwellen werden aber gegenüber jeder anderen Holzquerschwellenart außerordentlich gering, weil infolge der sehr großen Härte des Holzes die Schraubennägel fast unverrückbar festsitzen und die Abschleifung des Holzes an den beanspruchten Stellen — unter den Unterlagsplatten und auf der Unterkante — nur in sehr geringfügigem Maße auftritt. Um eine bestehende Oberbauanordnung zu verstärken, hat man eine gleichmäßigere Druckverteilung auf die Bettung und eine geringere Beanspruchung derselben durch Verlängerung der Schwellen und möglichst enge Schwellenlage zu erreichen gesucht. Dieses Ziel kann bei sehr stark befahrenen Gleisen unter Verwendung von Tallowwoodquerschwellen sehr leicht und billiger als bisher erreicht werden. Unter voller *Ausnutzung der Festigkeitseigenschaften* dieses Holzes wird ein *niedrigerer Querschnitt* nur erforderlich, der ohne weiteres eine sehr enge Schwellenteilung ohne Nachteile für ein gutes Unterstopfen zuläßt. Zudem aber kann die *Schwellenbreite verringert* werden, die eine weitere Näherlegung der Schwellen gestattet. Die vielfach gerühmte ruhige Fahrt auf einzelnen amerikanischen Eisenbahnen ist, abgesehen von der Ausrüstung der Wagen mit dreiachsigen Drehgestellen, auf die durch Verwendung schwacher Schwellen ermöglichte sehr enge Schwellenlage zurückzuführen. Schließlich ist bei Verwendung von Tallowwoodquerschwellen eine *Verringerung der Auflagerfläche der Unterlagsplatten* angängig, wodurch *die Kosten des Kleineisenzeugs* herabgemindert werden. Wenn auch eine Eisenbahnverwaltung bei der Auswahl der Holzarten für die Eisenbahnschwellen in erster Linie auf die einheimischen und die in den angrenzenden Ländern vorkommenden Waldhölzer angewiesen ist, so in Deutschland auf Kiefern-, Buchen- und Eichenholz, so wird doch die Verwendung von Tallowwoodquerschwellen an besonders der Zerstörung ausgesetzten Gleisstellen, wie z. B. am Stoß, in Krümmungen, auf Brücken und in Tunnelstrecken gegenüber den erstgenannten Querschwellen sich wirtschaftlicher erweisen. Es erscheint auch nicht ausgeschlossen, daß sich durch eine zweckmäßige Form der Verblattung oder Verdübelung von Tallowwood mit einheimischem Weichholz eine neue, besonders leistungsfähige Schwellenart herstellen läßt. Als ein bemerkenswertes Ergebnis über die Bewährung von Tallowwoodschwellen mag hier angeführt werden, daß auf der Dresdener Eisenbahn-Elbbrücke seit sechs Jahren liegende Tallowwoodlangschwellen sich infolge ihrer großen Härte sehr gut bewährt haben

Die mit drei Schraubennägeln auf den Schwellen befestigten Hakenplatten haben sich trotz des besonders auf den Personengleisen starken Verkehrs — täglich 85 Züge in jeder Richtung — nicht in das Holz gedrückt. Die zur Befestigung der Hakenplatten verwendeten Schraubennägel sitzen außergewöhnlich fest, so daß gelegentlich kürzlich vorgenommener Unterhaltungsarbeiten beim Ausdrehen der Schrauben mehrere infolge des Festsitzens abbrachen. Für Tunnelstrecken besitzen wir in Schwellen aus australischem Hartholz wohl das widerstandsfähigste Material. Englische Bahnen haben daher insbesondere Schwellen aus Karri und Jarrah für Tunnelstrecken oder Untergrundbahnen mit Erfolg verwendet, in neuester Zeit z. B. bei der neuen Londoner Untergrundbahn, deren Oberbau[3] eine Menge interessanter Einzelheiten aufweist, so beispielsweise Mittelschwellen von 35,6×12,7 cm Querschnitt.

Im *Eisenbahnbrückenbau* bringt die Verwendung von Tallowwood mancherlei Vorteile mit sich. Zunächst gestattet die Tallowwoodschwelle eine *Verringerung der Bauhöhe* wegen der geringeren erforderlichen Stärke, sei es, daß sie unmittelbar auf den Hauptträgern oder den Längsträgern aufgelagert ist, sei es, daß sie in dem durchgeführten Kiesbett liegt. Gilt es, bei einer mit Kastenträgern versehenen Brücke die *Fahrbahn ohne erhebliche Kosten elastischer auszugestalten*, so bietet die Einlegung von Tallowwoodlangschwellen hierfür ein gutes Mittel. In Fig. 4 ist die bereits erwähnte Langschwellenanordnung auf der Dresdener Eisenbahn-Elbbrücke dargestellt; in ähnlicher Weise lassen sich Kastenträgersysteme älterer

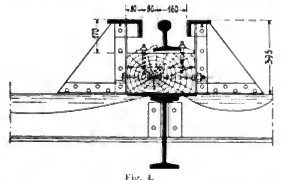


Fig. 4.
Tallowwood-Langschwellen auf der Dresdener Eisenbahn-Elbbrücke.

Brücken, bei denen die Schienen bisher unmittelbar durch Querstücke auf den Kastenträgern befestigt waren und daher die Fahrbahn infolge der Stoßwirkungen ungünstig beeinflußt war, zweckmäßig umgestalten. Als weiterer Vorzug ist die *hohe Haftfestigkeit* der Tallowwoodschwellen zu nennen, welche ein Lockerwerden der Befestigungsmittel fast ausschließt, dem diese durch die Schwingungen des Oberbaues und der Fahrbahnglieder beim Hinüberrollen der Radlasten ganz besonders ausgesetzt sind. Es möge im übrigen hier darauf hingewiesen werden, daß im englischen Brückenbau die Langschwelle aus Holz als Unterstützung der Schienen fast ausschließlich verwendet wird und daß diese Anordnung auch bei dem Umbau oder der Verstärkung alter Eisenbahnbrücken beibehalten worden ist[4]. Die *große Feuersicherheit* schließlich ist für die Betriebssicherheit insofern von hohem Wert, als namentlich bei weitgespannten Eisenbrücken, deren Verkehrslasten zur Verringerung der Baukosten durch die Querschwellen unmittelbar auf die Zwischenlängsträger übertragen werden, ein Brand der Querschwellen und ihre Zerstörung durch Feuer außerordentlich viel schwerer als bei Kiefern- oder Eichenquerschwellen eintreten kann. Die schwere Brennbarkeit im Verein mit der *geringen Abschleifung* lassen das Tallowwood besonders geeignet für Bohlenbeläge auf Brücken erscheinen. In der Tat sind bereits eine Anzahl von Brücken mit derartigem Belag an Stelle von Kiefern- oder Eichenholz versehen worden, z. B. die Straßeneisenbahn-Rheinbrücke bei Köln und ein Teil der Eisenbahn-Elbbrücke bei Wittenberge, ferner 34 Brücken der Linie Wahren—Schönefeld und verschiedene Brücken der Bahnhofsanlagen Leipzig—Plagwitz, Leipzig—Engelsdorf und Chemnitz; die bisher damit gemachten Erfahrungen sind durchaus günstig, insbesondere wurde Werfen oder Reißen der Bohlen nicht bemerkt. Aus Anlaß eines Brandes, der durch den Funkenwurf der Lokomotiven auf der Eisenbahnüberführung über den Humboldthafen in Berlin entstanden war und, abgesehen von der Beschädigung des Ueberbaues, auf etwa $1^1/_2$ Stunden den ganzen Stadtbahnbetrieb lahmgelegt hatte, soll nunmehr diese Ueberführung völlig mit Tallowwoodbelag ausgerüstet werden.

Die Erzielung der denkbar größten Betriebssicherheit weist im *Eisenbahnwagenbau* darauf hin, Hölzer von hoher Festigkeit und sehr geringer Entflammbarkeit anzuwenden. Die traurigen Erfahrungen, die man bei mehreren Brandkatastrophen im Eisenbahnbetriebe, insbesondere bei dem folgenschweren Unfall auf der Pariser Untergrundbahn gemacht hatte, waren der Anlaß, in eingehende Erwägungen über die Ausgestaltung der Personenwagen zu treten, um solchen Vorkommnissen in Zukunft vorzubeugen. Die daraufhin vielfach eingeführten Feuerlöschvorrichtungen in den Eisenbahnwagen bieten gewiß einen hohen Schutz, die höchste Sicherheit wird sich jedoch nur durch Verwendung möglichst schwer entzündlicher Materialien für den Eisenbahnwagenbau erzielen lassen. Zu diesen kann sogen. feuersicher imprägniertes Holz nicht gerechnet werden, wie die Wagen der Pariser Untergrundbahn zeigten, die bald in Flammen standen; dagegen scheint eine Anzahl australischer Harthölzer dieser Bedingung zu entsprechen und es hat daher die neue Londoner Untergrundbahn für die Holzteile der Wagen ebenso wie für die Schwellen die obengenannten als unentflammbar geltenden Hölzer Karri und Jarrah verwendet. Wie die Schnittproben in Fig. 3b, 3c und 3d zeigen, ist Tallowwood diesen Hölzern bezüglich der Brennsicherheit noch überlegen. Es kann auch hier nur dem Wunsche Ausdruck gegeben werden, daß an geeigneter Stelle Versuche über die Festigkeit und die Brennsicherheit verschiedener Hölzer angestellt werden möchten, um auf Grund der Ergebnisse die zum Eisenbahnwagenbau nach allen Richtungen hin zweckentsprechendsten Hölzer zu bestimmen.

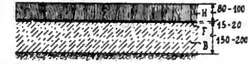
Im *Eisenbahnhochbau* verdient Tallowwood den Vorzug vor anderen Hölzern, wenn es gilt, eine besondere Widerstandsfähigkeit des Holzes gegen Abschleifung bei starkem Personenverkehr oder gegen Feuersgefahr zu gewährleisten. Eine solche Eigenschaft des Holzes wird vornehmlich bei stark begangenen Fußböden und Treppenstufen zu verlangen sein. Von diesem Gesichtspunkte ausgehend hat man in neuerer Zeit mehrfach Tallowwood als Belag für *Fußböden* in Wartesälen und *Treppen* für Empfangsgebäude und Personentunnelaufgänge verwendet; von derartigen Ausführungen seien hier genannt sämtliche Treppenstufenbeläge und Podestfußböden für die fünf Hauptzugangstreppen nach den Bahnsteigen des Hamburger Zentralbahnhofs, ferner die Fußböden der Wartesäle in den Empfangsgebäuden Barmen—Rittershausen, Mühlheim—Broich und die der Bahnlinie Schönefeld—Wahren, schließlich die Stufenbeläge für die Treppenaufgänge zu den Bahnsteigen einzelner Bahnhöfe der Berliner Stadtbahn. Es braucht nach Vorstehendem kaum besonders hervorgehoben

[3] Oberbau der Londoner Untergrundröhrenbahnen. „Org. f. Fortschr." 1907, Heft 1, S. 18.

[4] *William Marriott*, Consolidation et entretien des anciens ponts en fer, „Bulletin du congrès international des chemins de fer" Vol. XX — No. 6 — Juni 1906.

zu werden, daß Tallowwood sich mehr als jede andere Holzart zum Fußbodenbelag stark benutzter Güterschuppen, Ueberladerampen, Umladehallen usw. eignet.

Ein weiteres Verwendungsgebiet für das Tallowwood im Eisenbahnbau bietet die Pflasterung von *Viehrampen.* Infolge seines hohen Gehaltes an Gerbsäure und Chininsäure wird Tallowwoodpflaster nicht durch Auswurfstoffe, Urin und Fäkalien irgendwelcher Art angegriffen, ebenso nimmt es nicht wie Weichholzpflaster aus Fichte und Kiefer — welche ja infolge der Weichheit und Porosität sowie des andauernden Arbeitens (Zusammentrocknen und Aufquellen) ganz besonders dazu neigen — Krankheitsstoffe in sich auf. Während die Weichholzpflasterarten mit großen Fugen versehen werden müssen, wird Tallowwoodpflaster ohne Fuge verlegt, ein Eindringen der Feuchtigkeit in das Pflaster ist daher fast ausgeschlossen. Ein solches Pflaster ist wegen der fast ebenen Fläche sehr leicht zu reinigen, trotzdem haftet ihm keine zu Unfällen Anlaß gebende Glätte an. Daß die Unterhaltungskosten für eine Pflasterung aus Tallowwood sich äußerst gering wegen der kaum meßbaren Abnutzung stellen, ist kaum noch besonders zu erwähnen und durch mehrfache jahrelange Erfahrungen schon praktisch erwiesen. Der Querschnitt einer Tallowwoodpflasterung für Viehrampen ist



B Beton, F Feinschicht, H Tallowwoodpflaster, eng ohne Fugen verlegt.

Fig. 5. Pflasterung für Viehrampen.

in Fig. 5 dargestellt und bedarf höchstens der Erläuterung, daß unter Feinschicht eine Schicht, bestehend aus einer Mischung von 1 Teil Zement und 3 Teilen feinem Sand zu verstehen ist.

(Schluß folgt.)

Graphodynamische Untersuchung einer Heusinger-Joy-Steuerung.

Ein Beitrag zur Erkenntnis der Bewegungsverhältnisse der Steuerungsgetriebe.

Von Dipl.-Ing. **Eduard Dafinger,** München.

(Fortsetzung von S. 169 d. Bd.)

III. *Bestimmung der Trägheitskräfte.*

Vom einfachsten Fall ausgehend soll die Behandlung der Massenwirkung für das ganze Steuerungsgetriebe gezeigt werden.

Fig. 28. Die materielle Stange AB rotiere um den festen Punkt A in der Weise, daß der Endpunkt B der Stange momentan die Beschleunigung B_j besitzt. Die Masse der Stange sei gleichmässig auf die ganze Länge verteilt und die Querabmessungen sollen gegenüber den Längenabmessungen vernachlässigt werden.

Man betrachtet zuerst in Fig. 28a die dynamische Wirkung eines unendlich kleinen Massenteilchens m von

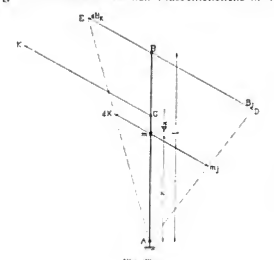


Fig. 28 a.

der Länge dx im Abstande x vom Drehpunkt A. Bezeichnet M die Masse der ganzen Stange und l die Länge der Stange, so ist

$$m = M \cdot \frac{dx}{l}$$

Das Massenteilchen m hat die Beschleunigung m_j, die bestimmt wird, indem man D mit A verbindet und m_j parallel zu B_j, bis zum Schnitt mit DA zieht. Nach dem *d'Alembert*schen Prinzip kann die dynamische Wirkung des bewegten Massenteilchens m durch Einführung einer gedachten äußeren Kraft dK, der Trägheitskraft ersetzt werden. Diese muß stets entgegengesetzt gerichtet der Beschleunigung m_j sein, und ist ihrer Größe nach:

$$dK = m \cdot m_j = M \frac{dx}{l} \cdot B_j \cdot \frac{x}{l}$$

$$= M \cdot B_j \cdot \frac{x \cdot dx}{l^2}.$$

Denkt man sich die ganze Stange AB in lauter kleine Massenteilchen von der Länge dx zerlegt und für jedes

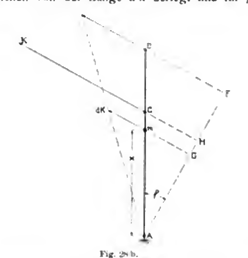


Fig. 28 b.

die Trägheitskraft dK bestimmt, so müssen die Endpunkte aller dK auf einer Geraden liegen, da auch die Endpunkte aller Beschleunigungen m_j auf einer geraden Linie liegen. Ferner müssen sie selbst und ihre Resultierende die gleiche Richtung haben und zwar entgegengesetzt den Beschleunigungen. Die Größe dieser Resultierenden erhält man durch Integration der obigen Gleichung.

$$K = \int_0^l dK = \int_0^l M \cdot B_j \cdot \frac{1}{l^2} \cdot x \cdot dx$$

$$= M \cdot B_j \cdot \frac{1}{l^2} \cdot \frac{l^2}{2} = \frac{1}{2} M \cdot B_j.$$

Der Angriffspunkt der Resultierenden K bestimmt sich nach Fig. 28b durch die Bedingung, daß das statische Moment der Resultierenden gleich der Summe der statischen Momente der Einzelkräfte sein muß. Zieht man $A\,F$ senkrecht auf die Kraftrichtung, so ist für eine Einzelkraft $d\,K$ das statische Moment:

$$\mathfrak{M} = d\,K \cdot A\,G$$

$$= M \cdot B_j \cdot \frac{1}{l^2} \cdot x \cdot d\,x \cdot x \cos \varphi$$

$$= M \cdot B_j \cdot \frac{1}{l^2} \cdot \cos \varphi \cdot x^2 \cdot d\,x.$$

Das Integral dieser Gleichung gibt das resultierende statische Moment:

$$\mathfrak{M} = M \cdot B_j \cdot \frac{1}{l^2} \cdot \cos \varphi \cdot \int_0^l x^2 \cdot d\,x$$

$$= M \cdot B_j \cdot \frac{1}{l^2} \cdot \cos \varphi \cdot \frac{1}{3} l^3$$

$$= M \cdot B_j \cdot \frac{1}{3}\, l \cdot \cos \varphi.$$

$$= K \cdot \frac{2}{3}\, l \cdot \cos \varphi.$$

Aus der Figur ergibt sich das statische Moment der Kraft K.

$$\mathfrak{M} = K \cdot A\,C \cdot \cos \varphi.$$

Es muß also:

$$A\,C = \frac{2}{3}\, l = \frac{2}{3}\, A\,B$$

sein.

Die gedachte Trägheitskraft K, deren Größe und Angriffspunkt vorstehend bestimmt wurden, ersetzt die dynamische Wirkung der bewegten Stange AB von der Masse M. Die dynamische Aufgabe wurde dadurch in eine statische verwandelt.

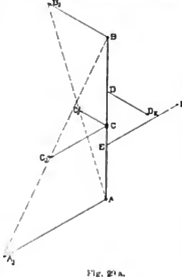


Fig. 29 a.

Fig. 29. Die Stange AB werde so bewegt, daß A die Beschleunigung A_j und B die Beschleunigung B_j hat. Es ist Richtung, Größe und Angriffspunkt der Trägheitskraft der Stange AB zu suchen. Angenommen sei wieder, daß die Masse gleichmässig auf die geometrische Linie AB verteilt ist.

In Fig. 29a wird die dynamische Wirkung eines unendlich kleinen Massenteilchens m im Punkte C untersucht. Nach Fig. 14 ist die Beschleunigung des Teilchens m die Resultierende aus zwei Komponenten, C_j und $C_{j''}$. Die erstere ist die Beschleunigung, die C erhält durch die Bewegung des Punktes B und die letztere ist die Beschleunigung, die C erhält durch die Bewegung des Punktes A. Diese Zerlegung der Bewegung kann man auch auf die Trägheitskräftebestimmung ausdehnen, und demgemäß zuerst die Trägkeitskraft D_k bestimmen. Diese Kraft D_k ersetzt dann die dynamische Wirkung der Stange, welche von der Bewegung herrührt, die der Stange im Punkte B erteilt wird.

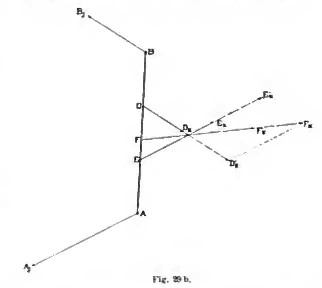


Fig. 29 b.

Diese Kraft D_k und die weitere Trägheitskraft E_k, die die dynamische Wirkung der Stange ersetzt, welche von der Bewegung herrührt, die der Stange im Punkte A erteilt wird, werden nach Fig. 28 bestimmt. Danach ist

$$D_k = \frac{1}{2} M\, B_j \text{ und } E_k = \frac{1}{2} M \cdot A_j.$$

D_k ist parallel B_j und E_k parallel A_j. Ihre Angriffspunkte auf der Stange $A\,B$ sind so gelegen, daß

$$A\,E = \frac{1}{3}\, A\,B \text{ und } B\,D = \frac{1}{3}\, A\,B$$

wird.

In Fig. 29b sind E_k und D_k zu einer Resultierenden F_k vereinigt, die ihrer Größe und Richtung nach die Trägheitskraft der Stange $A\,B$ darstellt und als eine gedachte Kraft im Angriffspunkte F die dynamische Wirkung der bewegten Stange ersetzt.

Die Bestimmung der Trägheitskraft für die bewegten Steuerungsteile ist bei allen Stangen und Hebeln nach vorstehenden Erläuterungen durchzuführen und immer die gleiche, weshalb in den folgenden Figuren von der jedesmaligen Aufsuchung derselben abgesehen werden kann und nur die statische Verteilung der Trägheitskräfte auf die Gelenkpunkte der Steuerung untersucht werden soll. Bei der Berechnung der Trägheitskraftkomponenten aus der Formel

$$K = \frac{1}{2} M \cdot j,$$

ist es nötig, die Beschleunigung j der Stangenendpunkte und die Masse der Stange zu kennen.

Erstere wurden schon im zweiten Teil der Aufgabe bestimmt und letztere kann aus der Tab. 1 entnommen werden. Im folgenden ist stets die Trägheitskraft einer Stange mit K_0 bezeichnet, während die nach den Gelenkpunkten zerlegten Trägheitskräfte mit dem Buchstaben des betreffenden Gelenkpunktes und dem Index k bezeichnet werden.

Fig. 30. K_0 ist die Trägheitskraft der Mitnehmerstange $M\,N$. Es soll die Verteilung derselben auf die einzelnen Gelenkpunkte K, I, H, L, M, N und O gesucht werden. Die Stange $K\,I$ ist um K frei drehbar; es kann somit das Gelenk I nur eine Kraft aufnehmen und nach

Tabelle 1.

	Länge in mm	Gewicht in kg	Masse in $\frac{kg\ sek^2}{m}$
Schieber und Schieberstange . .	—	107,10	10,92
Voreilhebel MN	700	18,50	1,89
Mitnehmerstange NO	295	5,50	0,56
Schubstange JL und Stein H .	1077	40,50	4,13
Hängestange KJ	285	5,50	0,56
Kulisse	—	32,00	3,26
Hebel FG	515	15,00	1,53
Hebel EF	534	21,50	2,19
Hebel BC	480	18,00	1,84
Hebel CD	760	12,50	1,27
Innere Steuerungsteile	—	107,10	10,92
Aeußere Steuerungsteile . . .	—	169,00	17,23
Ganzes Steuergetriebe	—	276,00	28,15

K weiterleiten, welche die Richtung KI hat. Desgleichen kann der Stein H nur eine Kraft aufnehmen, die senkrecht zur Kulissenkrümmung im Punkte H steht, denn jede anders gerichtete Kraft würde eine Komponente in Richtung der Kulissenkrümmung haben, und dieser könnte der Stein keinen Widerstand entgegensetzen, da er in der Kulisse frei gleiten kann. Die dritte an der Stange IHL angreifende Kraft ist die in L auftretende Trägheitskraft, deren Richtung derart sein muß, daß sie sich mit den beiden Richtungen der Kräfte in I und H in einem Punkte schneidet; denn nur dann ist die Stange IL im Gleichgewicht KI und die Richtung von H_k schneiden sich im Punkte Q. Somit muß die noch unbekannte Kraft L_k die Richtung QL haben. An der Stange MN greift die gedachte Trägheitskraft K_0 an, die sich auf die drei Gelenkpunkte N, L und M verteilt. Die Richtung der in L auftretenden Kraft ist schon oben bestimmt und ist QL. Die Richtung der Kraft in M kann nur senkrecht zur Geradführung der Schieberstange sein; denn jede anders gerichtete Kraft würde eine Komponente in Richtung der Schieberstangenführung haben, und dieser Komponente würde die Schieberstange keinen Widerstand entgegensetzen können. Schließlich ist noch die Kraft in N vorhanden, die nur die Richtung NO haben kann, da NO frei drehbar um O ist. Es ist nun die statische Aufgabe zu lösen, die Trägheitskraft K_0 nach diesen drei Richtungen zu zerlegen. Man bringt die beiden Richtungen der Kräfte in M und N in Z zum Schnitt. Desgleichen bestimmt man den Schnittpunkt U der Richtung von K_0 mit QL. Z wird mit U verbunden und K_0 als K'_0 nach U verlegt. K'_0 zerlegt man in zwei Komponenten, deren eine L''_k die Richtung ULQ hat und deren andere U_k die Richtung UZ hat. U_k wird als U'_k nach Z verlegt und da in die Komponenten M'_k und N'_k zerlegt, die dann in ihren Richtungen nach den Punkten M und N verlegt die Kräfte M_k und N_k geben. N_k wird in Richtung der Stange NO weitergeleitet und in O als die Kraft O_k vom Kreuzkopf aufgenommen. L''_k wird nach L versetzt und gibt da L_k; doch kann der Punkt L diese Kraft nicht direkt aufnehmen, sondern leitet sie nach H und I weiter. Man verlegt deshalb die Kraft L_k als L'_k nach Q und zerlegt diese Kraft da in die beiden Komponenten I'_k und H'_k, die in ihren Richtungen nach I und H versetzt die gesuchten Kräfte I_k und H_k geben. Die Kraft H_k wird von der Kulisse aufgenommen und durch die Hebel FG und EF weitergeleitet. In welcher Weise dies geschieht, soll in der Fig. 33 erläutert werden. I_k wird durch die Stange IK nach K weitergeleitet und tritt hier als die Kraft K_k auf. Die gesuchte Verteilung der Trägheitskraft K_0 auf die verschiedenen Gelenkpunkte wäre somit eine derartige, dass auf M die Kraft M_k, auf N die Kraft N_k, auf O die Kraft O_k, auf L die Kraft L_k, auf I die Kraft I_k, auf K die Kraft K_k und auf H die Kraft H_k trifft.

Fig. 30.

Fig. 31. Gegeben ist die Trägheitskraft K_0 der Stange NO. Die Verteilung derselben auf die Steuerungsgelenkpunkte K, I, H, L, M, N und O soll gesucht werden. Die Richtungen der Kräfte in I, H, L und M bestimmen sich wieder wie in Fig. 30. An der Stange MN greifen drei Kräfte an. Von zweien dieser Kräfte, nämlich der in M und der in L auftretenden Kraft sind bereits die Richtungen bekannt. Erstere ist das Lot in M auf der Schieberstangenführung und letztere ist QL. Damit Gleichgewicht an der Stange MN ist, muß die Richtung der dritten Kraft in N durch den Schnittpunkt U der beiden andern Richtungen gehen. Auch an der Stange NO müssen sich die drei Kräfte K_0, N_k und O_k in einem Punkte schneiden, weshalb man K_0 als K'_0 nach dem Schnittpunkt Z der Trägheitskraft K_0 mit der Richtung von N_k verlegt und da in zwei Komponenten zerlegt, deren eine N'_k die Richtung UZN hat und deren andere O'_k die Richtung

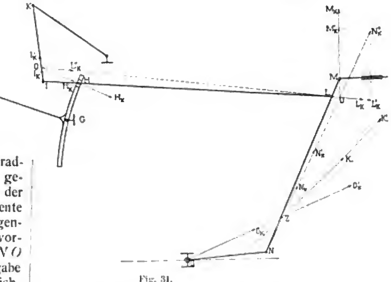


Fig. 31.

ZO hat. Diese beiden Kraftkomponenten sind nach O und N verlegt die Kräfte O_k und N_k. Während O_k vom Kreuzkopf aufgenommen wird, wird N_k nach M und L weitergeleitet. Man verlegt N_k als N''_k nach U und zerlegt es da in die bekannten Richtungen der Kräfte in L und M. L'_k und M'_k sind die Kraftkomponenten von N''_k, die nach L und M verlegt die Kräfte L_k und M_k geben. M_k wird von der Schieberstangenführung aufgenommen und L_k wird nach I und H weitergeleitet. Man verlegt deshalb L_k als L''_k nach Q und zerlegt es wie in Fig 30 in die Komponenten I'_k und H'_k, die in ihren Richtungen nach I und H versetzt die Kräfte I_k und H_k geben. I_k wird wieder nach K weitergeleitet und greift hier als die Kraft K_k an. H_k wird von der Kulisse aufgenommen. Die gesuchten Kräfte an den Gelenkpunkten K, I, H, L, M, N und O sind dann K_k, I_k, H_k, L_k, M_k, N_k und O_k.

Fig. 32. Gegeben ist die Trägheitskraft K der Schubstange IHL. Es soll die Verteilung dieser Kraft auf die Punkte K, I, H, L, M, N und O bestimmt werden. Die Richtungen der Kräfte, die die Punkte K, I, H, M, N und O aufnehmen können sind schon in Fig. 29 bestimmt worden. Demnach müssen K_k und I_k die Richtung KI haben, H_k muß senkrecht zur Kulissenkrümmung im Punkte H stehen, M_k muß senkrecht zur Schieberstangenführung sein und die beiden Kräfte O_k und N_k müssen in die Richtung NO fallen. Nun bleibt noch übrig die Kraftrichtung im Punkte L zu bestimmen. L_k greift mit M_k und N_k an der Stange MLN an. Damit diese im Gleichgewicht ist, müssen die drei Kraftrichtungen in einem Punkte sich schneiden. Der Schnittpunkt der Kraftrichtungen von M_k und N_k ist der Punkt Z. Danach ist die Richtung von L_k die Linie LZ. Die Trägheitskraft K_0 muß auf die drei Punkte I, H und L verteilt werden, wobei die Richtungen der in diesen Punkten auftretenden Kräfte ganz bestimmte sind. Man verlegt K_0 bis zum Schnittpunkt U mit der Kraftrichtung ZL und zerlegt $K'_0 = K_0$ in die beiden Komponenten U_k und L'_k. Die erstere Komponente U_k muß die Richtung UQ haben, denn nur dann läßt sie sich im Punkte Q nach den für I_k und H_k vorgeschriebenen Richtungen zerlegen. Die zweite Komponente L'_k wird nach L verlegt die Kraft L_k sein. L_k wird nach M und N weitergeleitet. Man verlegt L_k als L''_k nach dem Punkte Z und zerlegt es da in M'_k und N'_k. M'_k hat die Richtung ZM und wird nach M versetzt die Kraft M_k sein. N'_k hat die Richtung ZNO und ist nach N versetzt die Kraft N_k, die durch die Stange NO nach O weitergeleitet wird und hier als die Kraft O_k angreift. In der Figur sind diese letzten beiden Werte der Deutlichkeit wegen in zehnfacher Größe eingezeichnet worden. Von der Zerlegung der Kraft K'_0 ist noch die Komponente U_k übrig, die nach dem Punkte

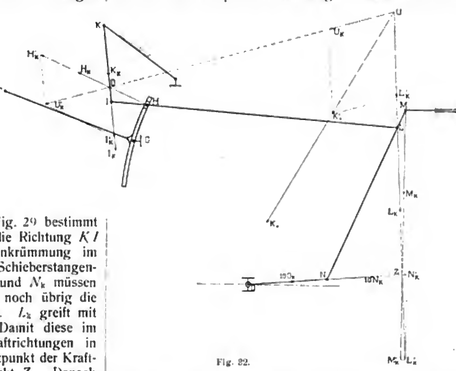


Fig. 32.

Q verlegt wird und hier als U'_k nach den beiden Richtungen QH und QI zerlegt wird. Die so erhaltenen Komponenten sind in H und I angreifend die beiden Kräfte H_k und I_k. H_k wird von der Kulisse aufgenommen und I_k wird nach K weitergeleitet und tritt hier als die Kraft K_k auf. K_k, I_k, H_k, L_k, M_k, N_k und O_k sind dann die in dieser Figur gesuchten Kräfte, die von der dynamischen Wirkung der bewegten Stange IL herrühren.

(Fortsetzung folgt.)

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Schublehre für Radbandagen. (*Osmer.*) Von den beiden Teilen der Lehre ist der eine hakenförmig gebogen, so daß er beim Anlegen der Lehre an die Lauffläche einer Bandage den Spurkranz umfaßt. Der mit einer Nase versehene zweite Teil gestattet dann die Messung der Dicke des Spurkranzes in einem bestimmten Abstande von der Lauffläche. Ferner kann die Spurkranzhöhe an einer Teilung an dem Haken abgelesen, mittels einer weiteren Teilung die Länge flacher Stellen in der Lauffläche gemessen und die Nachprüfung der nötigen Breite der Lauffläche vorgenommen werden. Das Instrument soll dazu dienen, die Abnutzung der Radbandagen zu überwachen, damit rechtzeitig deren Nachdrehen oder Auswechseln vorgenommen wird. (Street Railway Journal 1906, Bd. 11, S. 1106.) *Pr.*

Wheatstonesche Brücke. (*Callender-Griffith.*) Um die von Stöpselkontakten herrührenden Ungenauigkeiten zu beseitigen, sind die Enden der Prüfwiderstände an Quecksilbernäpfe angeschlossen, in die zur Herstellung der Verbindung U-förmige Kupferbügel durch Auflegen eines kleinen Gewichtes entgegen einer Federkraft eingetaucht werden. Die Widerstandsdrähte bestehen aus Manganin und sind an ihre Klemmen hart angelötet; der Brückendraht besteht aus einer Platin-Silberlegierung. (The Electrician 1906/1907, S. 367.) *Pr.*

Ueberwachung des Anfahrens und Bremsens von Fahrzeugen. (*Schörling.*) Um die Fehler der Elektrizitätszähler und die Nachteile der Zeitzähler, die die Summe der unter Strom gefahrenen Zeiten vermerken, zu vermeiden, will der Verfasser zur Ueberwachung der Wagenführer einen Apparat anwenden, der übermäßige Beschleunigungen und Verzögerungen aufzeichnet. Der Apparat besteht aus einer U-förmigen, mit Quecksilber gefüllten Röhre, in deren Schenkeln in bestimmter Höhe über dem Quecksilberspiegel Kontakte angebracht sind, von denen Leitungen zu einem Zählwerk führen. Bei jedem zu scharfen Anfahren oder scharfen Bremsen steigt das Quecksilber in einem der Schenkel bis zu den Kontakten an, schließt den Stromkreis des Zählwerkes und letzteres rückt um eine Stelle vor. (Deutsche Straßen- und Kleinbahnzeitung 1907, S. 63–64.) *Fr.*

Nivellierinstrument. (*Townsend.*) Die für einfachere Nivellierungs-

zwecke bestimmte Vorrichtung besteht aus einem Fernrohr, das in einem etwa 1,5 m hohen Stab drehbar gelagert ist. Es besitzt eine Visieröffnung und ein Fadenkreuz und wird durch ein etwa 40 cm tief herabhängendes Gewicht, das starr an dem Fernrohr befestigt ist, dauernd wagerecht gehalten. Der Hauptvorteil des Instrumentes gegenüber älteren besteht darin, daß das umständliche Aufstellen und Ausrichten fortfällt, während seine Angaben für zahlreiche Zwecke ausreichend genau sind. (Engineering News 1906, S. 686.) *Pr.*

Wellenmesser (Cymometer) für unmittelbare Ablesung. (*Fleming.*) Das Instrument besteht aus einer Kapazität, die durch einen Kondensator mit ineinander verschiebbaren Röhren gebildet wird, und einer dahinter geschalteten regelbaren Selbstinduktion. Beide Teile sind so angeordnet, daß durch Bewegung eines Handgriffes gleichzeitig eine Aenderung beider Größen in demselben Verhältnis erfolgt. An dem Handgriff sitzt ein Metallkörper, der einerseits mit der einen Röhre des Kondensators verbunden ist und andererseits als Wanderkontakt auf der als Selbstinduktion dienenden Drahtspirale gleitet. Die andere Belegung des Kondensators und die feste Klemme der Selbstinduktion sind durch eine kräftige Kupferleitung verbunden.

Wird der so gebildete Schwingungskreis zum Beispiel mit dem Luftleiter einer Station für drahtlose Telegraphie gekuppelt, in dem elektrische Schwingungen vorhanden sind, so werden letztere auch in dem Wellenmesser Schwingungen induzieren, die bei entsprechender Regelung der Kapazität und Selbstinduktion, d. h., sobald Resonanz vorhanden ist, eine große Amplitude erhalten und einen verhältnismäßig kräftigen Sekundärstrom in dem Wellenmesser erzeugen. Dieser Zustand wird durch Aufleuchten einer mit Neon gefüllten *Geißler*schen Röhre erkennbar, die zwischen die innere und äußere Metallröhre des Kondensators geschaltet ist.

Neon ist eines der seltenen Gase, welches in unserer Atmosphäre enthalten ist. Es gibt unter dem Einfluß von Schwingungen hoher Frequenz ein helles orangegelbes Licht. Diese Erscheinung zum Nachweis derartiger Schwingungen als besonders empfindliches Mittel zu verwenden, wurde gleichfalls von Dr *Fleming* zuerst angegeben. Sofern die Messungen im verdunkelten Raum gemacht werden können, genügt übrigens eine mit Kohlensäure gefüllte Röhre, die wesentlich billiger ist.

Mit dem Handgriff zur Einstellung der Selbstinduktion und der Kapazität ist ein Zeiger verbunden, der an vier Teilungen

1. die Quadratwurzel aus dem Produkt, gebildet aus der Kapazität in Mikrofarad und aus der Selbstinduktion in cm,
2. die Wellenlänge in Fuß,
3. die Wellenlänge in Metern,
4. die Schwingungszahl für eine millionstel Sekunde

abzulesen gestattet.

Da das Instrument nur einen Meßbereich von einem zwanzigfachen des niedrigsten damit zu messenden Wertes hat, werden vier Größen angefertigt, deren Kondensatoren aus ein, zwei und vier Rohrpaaren bestehen. Die Rohre bestehen aus Messing; zur Isolierung dient Hartgummi. Der Meßbereich dieser Instrumente erstreckt sich von 33 auf 3000 m. Jedem Instrument wird außer der *Geißler*schen Röhre je nach der Größe eine Normalselbstinduktion von 4000 bis 75000 cm, eine Kupferschleife mit zwei kleinen Widerständen für Eichungszwecke, ein empfindliches Galvanometer, ein Milli-Amperemeter und ein Widerstand beigegeben.

Durch Beispiele wird erläutert, wie mit dem Instrument die Frequenz elektrischer Schwingungen in einem Stromkreise, die Kapazität kleiner Kondensatoren oder *Leidener* Flaschen, die Selbstinduktion einer Drahtspule und die Länge der von einem Sendedraht ausgeschickten Wellen bestimmt werden; ebenso wird die Bestimmung der Wellenlänge, der Frequenz, der Kapazität, der Selbstinduktion und der Dämpfung eines Schwingungskreises an einem Beispiel gezeigt. (The Electrician 1906/07, S. 495—497 und S. 536—537.) *Pr.*

Widerstandsmeßbrücke zur Bestimmung von Fehlerstellen in Kabeln. Da bei der geringen Größenordnung der zu messenden Werte der Widerstand der Leitungen zwischen Brücke und Kabel, sowie Uebergangswiderstände an den Schaltstellen bereits beträchtliche Fehler verursachen, sind an die Enden des Brückendrahtes dauernd zwei 2,5 m lange biegsame Anschlußkabel von verhältnismäßig großem Querschnitt befestigt, die an ihren Enden kräftige Klemmbacken zur Verbindung mit der Seele des beschädigten Kabels besitzen. Die zum Galvanometer führenden Drähte sind an diese Klemmbacken angeschlossen, so daß die Anschlußkabel im Brückenstromkreise liegen und mit geeicht werden. Der Brückendraht hat großen Querschnitt, so daß er mit starken Strömen belastet werden kann. (Electrical World 1906, S. 1168.) *Pr.*

Eisenbahnwesen.

Einphasenbahn Seebach—Wettingen. (*Herzog.*) Diese Vollbahnstrecke wurde von der *Maschinenfabrik Oerlikon* für den Betrieb mit Einphasenwechselstrom von 15000 Volt Fahrleitungsspannung gebaut und hierbei sowohl für die Fahrleitung und die Stromabnehmer als auch für die Betriebsmittel neue Bauarten verwendet.

Die Fahrleitung ist seitlich neben dem Bahnkörper angeordnet und zwar sind drei verschiedene Anordnungen, 1. starre Befestigung an den Mastkopf oder auf ganz kurzen Auslegern, 2. elastische Aufhängung mittels federnder Klemmkulisse und Stahldrahtfedern, 3. Aufhängung mittels Tragwerkes, das unter dem Fahrdraht liegt, vorgesehen. In den Stationen ist die Fahrleitung zur Erleichterung des Befahrens von Weichen über Gleismitte angeordnet. Eine besonders auf dem Fahrdrahtgestänge geführte Ausschaltleitung vermittelt beim Bruch eines Isolators das Abschalten des entsprechenden Streckenabschnitts durch besondere Schalter. Ferner sind Zeitschalter angebracht, die die Strecke abschalten, wenn der Betriebsstrom eine gewisse Zeit lang seinen Höchstwert überschreitet.

Die Stromabnehmer, von denen auf jeder Seite einer angeordnet ist, bestehen jeder aus zwei gekrümmten Kontaktruten aus Stahlrohr, das in einem Längsschlitz einen profilierten, leicht auswechselbaren Messingstab als eigentliches Kontaktorgan trägt. Das Anlegen und Abziehen der Stromabnehmer geschieht unter Zwischenschaltung von isolierten Bügelhebeln durch Luftmotoren.

Auf den Lokomotiven sind je zwei Transformatoren von 200 KVA angeordnet, die die Spannung von 15000 auf 750 Volt herabsetzen. Deren Sekundärwicklung hat 20 Anschlüsse, um ebensoviel verschiedene Spannungsstufen beim Anlassen verwenden zu können. Außerdem ist ein Induktionsregler vorhanden, mit dem die Anlaßspannung stetig geändert werden kann. Die beiden Hauptschluß-Kommutatormotoren leisten je 200 PS; ihr lammellierter Eisenkörper hat neben den Hauptpolen Wendepole, die sowohl hinter die Hauptstromspulen geschaltet, als auch kurz geschlossen werden können. (Deutsche Straßen- und Kleinbahn-Zeitung 1906, S. 879—882.) *Pr.*

Wellenförmige Abnutzung der Fahrschienen. (*Braun.*) Beim Bremsen eines 200 PS-Gleichstrommotors mittels einer magnetischen Bremse, die an einem Dynamometer befestigt war, bei Umfangsgeschwindigkeiten von 100 km/Std. bis zum Stillstand, fielen dem Verfasser auf, daß bei abnehmender Geschwindigkeit der Zeiger des Dynamometers in pendelnde Bewegung versetzt wurde. Um den Fehler auszuschalten, den die im Dynamometer angebrachte Feder hervorbringen könnte, wurde ein solches mit Kolben, Zylinder und Preßölfüllung verwendet, dessen Angaben an einem Manometer abgelesen wurden. Da auch hier das Pendeln auftrat, folgert der Verfasser, daß die Erscheinung auf die Eigenschwingungen der Bremsscheibe zurückzuführen ist, durch die eine Aenderung des Koeffizienten der gleitenden Reibung hervorgerufen wird. In ähnliche.

Weise soll nun wechselnde Reibung durch die Eigenschwingungen der Räder bei Fahrzeugen bewirkt werden, so daß die bekannte wellenförmige Abnutzung der Schienen entsteht. Ist sie einmal — wenn auch nur gering — vorhanden, so wird die unebene Fahrbahn die Räder erschüttern und, da in den meisten Fällen gleiche Bauart und gleiche Eigenschwingung der Räder vorhanden sind, Resonanzerscheinungen hervorrufen, welche die Abnutzung der Schienen verstärken und die Wellen vertiefen. (Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure 1906, S. 2123.) *Pr.*

Elektrotechnik.

Zur Prüfung von Fahrleitungsisolatoren auf ihren Isolationswiderstand wird ein Aluminiumrahmen an der Stromabnehmerstange befestigt, der mitteis eines hölzernen Querträgers isoliert zwei leichte Stahlschleifen trägt, die beim Befahren der Oberleitung mit den Abspanndrähten kurze Zeit Kontakt machen. Zur Prüfung werden die Stahlschleifen über einen Spannungszeiger an Erde gelegt, dessen Ausschlagen das Vorbeifahren an schadhaften Isolatoren anzeigt. (Elektrische Bahnen und Betriebe 1906, S. 703—705.) *Pr.*

Leistungsmessung in Drehstromsystemen mit Nulleiter. (*E. Orlich.*) *Arons* und *Sterns* Formeln für die Berechnung der Leistung in Dreiphasensystemen mit viertem Leiter sind nach Darlegung des Verfassers nicht streng richtig und bedürfen einer Ergänzung, weil bei der Ableitung die Summe der Augenblickswerte der drei Sternspannungen gleich Null gesetzt ist, was nicht notwendig ist. Da die Formeln vielfach im Zählerbau Verwendung finden, so gibt Verfasser die vollständigen Gleichungen an, die durch Messungsergebnisse (z. B. in der Charlottenburger Zentrale) in ihrem Werte für die Praxis belegt erscheinen. So ergab die Messung an einem 5 KW-Transformator in unbelastetem Zustande für $e_0 = 0$, während bei einseitiger Belastung zwischen einem Aussenleiter und einem Nullleiter die Wattmessung für den Mittelwert von $\frac{1}{3} e_0 i_0$ 2,4 v. H. der Gesamtlast ergab. Wurde die Belastung zwischen zwei Aussenleiter geschaltet, so blieb $e_0 = 0$. (E. T. Z., Jahrgang 1907, S. 71—72.) *Br.*

Fördermaschinen.

Fördermaschinen. (*Ad. Wallichs.*) Die Wahl zwischen elektrischem und Dampfbetrieb für einen bestimmten Fall kann nur auf Grund gewonnener Erfahrungen, eingehender Kenntnisse über die wirtschaftlichen und technischen Eigenschaften beider Betriebskräfte und über die Anforderungen, die an eine moderne Fördermaschine zu stellen sind, geschehen. Eine Fördermaschine muß unbedingt betriebssicher sein, da sie das unentbehrlichste Glied der Anlage ist.

Nach Erfüllung dieser Bedingung ist die Kostenfrage die wichtigste.

Bis vor zehn Jahren war die einfache Zwillings-Fördermaschine in Deutschland vorherrschend. Die Steuerung war vielfach schlecht ausgebildet; man arbeitete mit Vollfüllung und sehr hohem Dampfverbrauch.

Seit Ende der neunziger Jahre wurden auch Verbundmaschinen in größerer Zahl verwendet, die aber anfänglich gegenüber den modernen Betriebsdampfmaschinen noch nicht zweckentsprechend durchkonstruiert waren und deshalb hohe Kondensationsverluste aufwiesen.

Eine wesentliche Verbesserung in der Dampfökonomie erzielte man durch die Zwillings-Tandemfördermaschinen[1]). Diese kostspieligen Maschinen werden indes in der Regel nur bei größeren Fördermengen, 4000—7000 kg, und größeren Teufen gewählt.

Der Hauptwert beim Entwurf von Fördermaschinen ist auf ausreichende Bemessung der Zylinder zu legen. Die Expansionswirkung soll schon in der Beschleunigungsperiode, in der, namentlich bei gesteigerter Höchstgeschwindigkeit, meist die Hauptarbeit geleistet wird, ausgenutzt werden.

[1]) D. P. J. 1902, S. 333.

Die meisten älteren und auch noch viele neueren Maschinen sind zu klein bemessen.

In den letzten Jahren wurde auch hoch gespannter (14 at) und überhitzter Dampf verwendet. In der Bauart der Zylinder und Anordnung der Dampfwege unterscheidet sich die moderne Fördermaschine nicht mehr von den Präzisionsdampfmaschinen. An Sicherheitsvorrichtungen sind zu nennen die am Teufenzeiger vorgesehene Auslösung der Bremse beim Uebertreiben über die Hängebank und einige andere von der gleichen Wirkung, die außerdem die Bremse auch bei nicht genügend verringerter Geschwindigkeit auslösen.

Die Sicherheitsvorrichtung von *Haßmann* verhindert ein Anfahren nach der verkehrten Seite. Eine neuere Vorrichtung von *A. Borsig* gestattet, die Bremse mit veränderlichem Bremsdruck anzuziehen.

Auch einige Vorrichtungen zum selbsttätigen Einstellen der Füllung, unabhängig vom Maschinisten, sind neuerdings eingeführt worden.

Die erste elektrische Fördermaschine wurde von der *Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G.* für deren Zeche *Zollern II* geplant und von der *Friedrich-Wilhelmshütte* im Verein mit *Siemens & Halske* auch ausgeführt. Diese Maschine wurde auf der Düsseldorfer Ausstellung im Jahre 1902 vorgeführt[2]).

Große Schwierigkeiten bereiteten die Anlaßapparate infolge der gewaltigen Ströme beim Anfahren. Das Abdrosseln der Netzspannung durch Widerstände würde große Verluste ergeben und Anlasser bedingen, die unausführbar sind.

Diese Aufgabe wurde nun von *Köttgen* durch Aufstellung einer Akkumulatorenbatterie, deren Zellen gruppenweise zu- oder abgeschaltet wurden und die gleichzeitig zum Ausgleich der großen Energieschwankungen diente, gelöst.

Eine andere Lösung fand *Ilgner*. Der Motor einer Fördermaschine braucht zum Anfahren veränderliche Spannung. Diese wird nun in einer Dynamo, der Anlaßdynamo, durch Veränderung ihrer Erregung erzeugt. Jeder Stellung des Anfahrhebels entspricht eine bestimmte Spannung und damit auch eine bestimmte Tourenzahl des Fördermotors. Die Anlaß-Dynamo wird durch einen vom Primärnetz gespeisten Motor angetrieben. Die überschüssige Arbeit in den Betriebspausen wird von einer Akkumulatorenbatterie oder von einem Schwungrad aufgenommen und beim Anfahren wieder an die Fördermaschine abgegeben. Die Kraftquelle ist auf diese Weise gleichmäßig belastet.

Die ausgeführten Anlagen arbeiten mustergültig; ihre Betriebssicherheit ist wesentlich durch Einführung des sog. Retardierapparates erhöht worden.

Wenn der Förderkorb sich der Hängebank nähert, wird hierbei von der Teufenzeigermutter der Anlasserhebel der gewünschten Verzögerung gemäß in die Nullstellung umgelegt, so daß der Förderkorb an der richtigen Stelle zum Stehen kommt, indem das Arbeitsvermögen der bewegten Massen durch elektrische Bremsung des Fördermotors vernichtet wird.

Ein weiterer Vorteil der elektrischen Fördermaschine liegt in dem gleichmäßigen Drehmoment, was einen ruhigen Gang der Maschine zur Folge hat.

Als Nachteil gegenüber Dampfbetrieb ist die Unmöglichkeit hervorzuheben, die Fördergeschwindigkeit zeitweise zu steigern, denn durch die Netzspannung ist die größte Geschwindigkeit ein für allemal festgelegt.

Eine veränderliche Uebersetzung erscheint, wenigstens für Hauptschachtförderungen, ausgeschlossen. Die Anwendung zweier Motoren, die je nach den verlangten Geschwindigkeiten hintereinander oder parallel geschaltet werden, erhöht wiederum die Anschaffungskosten. Bezüglich der Betriebssicherheit der ganzen Anlage ist die Dampffördermaschine der elektrischen

[2]) D. P. J. 1902, S. 379—382.

überlegen, denn diese stellt ein System von Maschinen mit vierfacher Energieumsetzung mit vielen Nebeneinrichtungen und sehr hoch belasteten Lagern dar.

Der elektrische Betrieb erfordert ein gut geschultes und auch elektrotechnisch gebildetes Personal.

Die Hauptbremse wird bei elektrischen Fördermaschinen durch Druckluft betätigt. Auch der hierzu nötige Kompressor stellt eine weitere Komplikation dar.

Versuche an zwei Dampffördermaschinen und einer elektrischen Fördermaschine ergaben für die ersteren 19,5 bezw. 28,11 kg, für die letztere 14,226 kg Dampfverbrauch bezogen auf die Schachtpferdestunde. Es ist jedoch zu beachten, daß hierbei einstufige Maschinen von alter Bauart mit niedrigem Druck mit einer modernen Präzisions-Heißdampfmaschine, die mit hohem Druck und dreifacher Expansion arbeitet, verglichen sind.

Versuche an einer modernen Zwillings-Tandemfördermaschine auf Zeche *Werne* ergaben einen Dampfverbrauch von weniger als 9,7 kg für die Schachtpferdestärke.

Während bei älteren Maschinen 1 kg Dampf nur etwa 16 600 m kg leistete, steigt diese Zahl bei der letztgenannten Maschine auf 62 300 m kg.

Auf Grund obiger Versuchsergebnisse wird unter Annahme bestimmter Betriebsverhältnisse eine vergleichende Kostenberechnung aufgestellt.

Hiernach betragen die Anlagekosten mit Ausschluß der Gebäude und Kessel:

Zwillings-Tandemfördermaschine	149 000 M
Elektrische Fördermaschine (eigen. Kraftwerk)	437 000 „
„ „ (Energie von auswärts)	357 000 „

Die Betriebskosten für die Schachtpferdestärke betragen:

Zwillings-Tandemfördermaschine	3,46 Pf.
Elektrische Fördermaschine (eigen. Kraftwerk) .	4,97 „
„ „ (Energie von auswärts	7,27 „

Der Preis für die KW-Stunde ist hierbei zu 3 Pf. angenommen.

Die Kosten für 1000 kg Dampf sind mit 1,70 M eingesetzt.

Die Betriebskosten verhalten sich demnach wie 1:1,44:2,1.

Damit der elektrische Betrieb nicht teurer als der Dampfbetrieb werde, müßte mithin der Preis für die KW-Stunde nur 0,6 Pf. betragen; hierfür ist elektrische Energie aber nicht zu haben.

Der Verfasser kommt zu der Schlußfolgerung, daß der Betrieb mit der Dampffördermaschine in Anlage- und Betriebskosten der billigste ist, da die Uebertragungsverluste bei elektrischem Betriebe etwa 55—58 v. H. der indizierten Leistung betragen.

Die elektrische Fördermaschine wird dort ihr Feld behaupten, wo die elektrische Energie in eigenem Kraftwerk billig erzeugt werden kann. Ebenso ist sie auf entlegenen Schächten, wo man keine besonderen Kessel aufstellen will, dann bei zweistufiger Förderung aus sehr großen Teufen wie in Transvaal wegen der leichteren Energiezufuhr am Platze. (Zeitschr. d. V. d. I. 1907, S. 1—11.) *Ds.*

Papierfabrikation.

Bleichen von Hadernhalbstoffen. (*Ebert.*) In der Feinpapierfabrikation spielt das Bleichen der Hadern und Lumpen eine wichtige Rolle, da ein wertvolles Rohmaterial unter bester Schonung der Fasern in fertigen Halbstoff verwandelt werden soll. Als neue Behandlungsmethode schildert Verfasser einige neuere Versuche mit der elektrischen Bleiche, d. h. der nutzbringenden Verwendung einer auf elektrolytischem Wege hergestellten Bleichflüssigkeit anstelle der bekannten Chlorkalklauge. Im Chlorkalkbleichverfahren betrug z. B. der effektive Bleichbedarf ungefähr 3 v. H. wirksamen Chlors vom Trockengewicht des Bleichgutes, wobei stets 2½—3 Stunden gebleicht wurde. Nach dreiviertel Stunden wurde stark verdünnte H_2SO_4 zugegeben. Mit Beendigung der Bleichperiode wurde der Halbstoff in die Absetzkasten gelassen, von wo er, je nach Bedarf, im Laufe der nächsten 8—14 Tage abgestochen wurde. Bei Verwendung einer elektrolytisch gewonnenen Natriumhypochloritlösung hingegen betrug der effektive Bleichbedarf an aktivem Chlor 2½ v. H. bezogen auf das Trockengewicht des Bleichgutes. Die Dauer der Bleiche betrug wie beim ursprünglichen Verfahren auch 2½—3 Stunden; dagegen genügte schon etwa die Hälfte der bisher verwendeten Quantität Säurelösung bei ungefähr gleichem Bleicheffekte. Verfasser berechnet in einem bestimmten Beispiele eine Chlorersparnis von 17,5 v. H. bei Anwendung der elektrischen Bleiche gegenüber der Chlorkalkbleicherei. Wenn moderne Bleichelektrolyseure zur Verfügung stehen, die hochkonzentrierte Bleichlaugen erzeugen, was bei den vom Verfasser geschilderten Versuchen nicht der Fall war, so ließen sich seiner Ansicht nach vielleicht noch weitere Vorteile erzielen. (Der Papierfabrikant 1906, S. 2545—2547.) *Br.*

Schiffahrt.

Elektrische Treidelei auf dem Canal d'Aire et de la Deule. Der Fassungsraum der üblichen Schiffe beträgt bei 35,5 m Länge, 4,9 m Breite und 1,79 m Tiefgang 290 t; die Breite des Kanals beträgt 19,2 m, seine Tiefe 2,3 m. Das Verhältnis von Schiffsquerschnitt zum Kanalquerschnitt ist hierbei 1:3,89, teilweise sogar nur 1:3,3. Als Zugkraft f. d. t wurden 1,36 kg bei 3,05 km stündlicher Geschwindigkeit beobachtet. Von der 58 km langen Strecke werden 42 km mit dem *Denèfle*schen Dreirad betrieben, bezüglich dessen Bauart auf ältere Veröffentlichungen hingewiesen und von dem nur angegeben wird, daß die neuste Ausführung 2,5 t wiegt und einen Wirkungsgrad von nur 42 v. H. besitzt, wenn es ein einzelnes Schiff mit 3,27 km/Std Geschwindigkeit schleppt. Dieses ungünstige Ergebnis wird auf die schlechte Beschaffenheit des Treidelpfades zurückgeführt, der auch von Pferden benutzt wird.

Auf 16 km ist im letzten Jahr ein leichtes Gleis verlegt worden, auf dem 8 t schwere Lokomotiven verkehren, deren Leerlauf nur 2 KW gegenüber 13 KW der Dreiräder erfordert. Die Abmessungen sind 4 m Länge, 1,6 m Breite und 2,45 m Höhe; der Radstand beträgt 1,7 m und der Raddurchmesser 700 mm. Zum Antriebe dienen zwei 20 PS-Motoren, die bei 500 Volt Betriebsspannung zum Schleppen in Hintereinanderschaltung, in Parallelschaltung dagegen nur bei Leerfahrten verwendet werden. Zur Stromabnahme dient eine auf der Oberleitung laufende Rolle, die durch ein Gegengewicht in ihrer Lage gehalten und durch ein Seil von der Lokomotive geschleppt wird. Das Gleis besteht aus 18 kg/m Schienen, und zwar ist die dem Kanal zunächstliegende Schiene 41 mm höher als die andere Schiene verlegt. Die Ergebnisse der elektrischen Treidelei sind so günstige, daß deren Einführung auch auf mehreren anderen Kanälen geplant ist. (The Electrician 1906/07, S. 362—364.) *Pr.*

Elektrische Schleppschiffahrt auf dem Eriekanal. Auf dem den Eriesee mit dem Hudson verbindenden 565 km langen Eriekanal, der 17—18 m breit und 2,1—2,4 m tief ist, ist zur Hebung des Verkehrs elektrische Schleppschiffahrt eingeführt worden. Bei der besonders hierfür entworfenen Bauart *Wood* laufen die Lokomotiven auf etwa 1350 mm hoch über dem Erdboden auf einbetonierten Stützen gelagerten Doppel-T-Trägern. Bei der ersten Ausführung waren auf die Ober- und Unterseite dieser Träger Vignoleschienen befestigt; bei der neueren Ausführung werden die Flanschen der Doppel-T-Träger unmittelbar als Laufflächen benutzt. Zur Erhöhung der Adhäsion werden an den Lokomotiven Rollen von unten gegen die Fahrschiene durch eine mit dem Zughaken verbundene Hebelübersetzung entsprechend der Zugkraft angepreßt. Die ersten Lokomotiven hatten zwei 45 PS-Antriebsmotoren, waren 4000 mm lang, 700 mm breit und wogen 6 t; die neueren leichten Lokomotiven haben nur einen 45—55 PS-Motor und wiegen nur 2,92 t. Versuche ergaben für die erstere Ma-

schine einen Wirkungsgrad von 50—70 v. H. bei 6,2 km/Std. Fahrgeschwindigkeit und 4875—6000 kg Zugkraft; für die neue Maschine wurden bei 1000 und 1700 kg Zugkraft, sowie 7,2 und 5,3 km/Std. Fahrgeschwindigkeit Wirkungsgrade von 86 und 75 v. H. erhalten. (Glasers Annalen für Gewerbe und Bauwesen 1906, Band II, S. 231—233.) *Pr.*

Elektrische Schlepplokomotive für den Teltowkanal. (*Block.*) Der Radstand ist gegen die frühere Versuchsführung auf 3800 mm vergrößert, der bewegliche Treidelmast um 250 mm verlängert und der Stromabnehmer als Bügelstromabnehmer besonderer Bauart ausgeführt worden, da keine doppelpolige Oberleitung mehr nötig ist. Ferner sind sämtliche Motoren verstärkt worden. Mit dieser neuen Lokomotive wurden drei 55 m lange und 8 m breite Oderkähne mit 418, 417 und 400 t Nutzlast bei 95 m Seillänge 8 km weit geschleppt und hierbei Messungen vorgenommen. Die mittlere Geschwindigkeit betrug hierbei 4,5 km i. d. Stunde, die Zugkraft 0,7 kg f. d. Tonne Nutzlast, der Wattstundenverbrauch 2,42 f. d. 1 tkm und der Wirkungsgrad im Mittel 76 v. H. (Glasers Annalen für Gewerbe und Bauwesen 1906, Bd. II, S. 212—214.) *Pr.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Konstruktion der dritten Schiene. (*Goolding.*) Der Verfasser verurteilt, daß man von der Stromzuführung durch die dritte Schiene bei elektrischen Bahnen ab- und zur Oberleitung übergeht, ohne auch diesen Teil der elektrischen Ausrüstung ebenso wie die übrigen entsprechend den zahlreichen Erfahrungen zu verbessern. Erstens will er die zur Stromzuführung übliche *Vignole*-Schiene durch ein Profil mit breiterem Kopf und infolgedessen größerer Stromabnahmefläche und ferner mit schmalerem Fuß ersetzt wissen. Zweitens soll die auf dem Isolator sitzende Kappe verkleinert und hierdurch der Isolationsweg vergrößert werden. Für die Befestigung der Schutzbretter empfiehlt er die Anordnung der *North Eastern Railway Co.*, die hierzu Stützen aus schmiedbarem Guß verwendet. Um den Längenänderungen durch die wechselnde Temperatur folgen zu können, sind Zwischenräume nötig, die jedoch nicht bei jedem Stoß, sondern alle 75 m vorzusehen sind; jede dieser Abteilungen ist zu verankern, um Wandern zu verhindern. Schließlich ist die dritte Schiene gut zu unterteilen und die Schalter, über die die einzelnen Teile gespeist werden, sind in dem Stellwerkshause unterzubringen. (The Electrician 1906/07, S. 483 bis 484.) *Pr.*

Elektromagnetische Bremsung von Straßenbahnwagen. (*Mattersdorf.*) Die neue Bremsart soll vornehmlich auf gefährlichen Gefällen verwendet werden, wo eine Radbremsung nur ein stoßweises Fahren ermöglicht, und die mechanische Schienenbremse den Wagen entlastet und starken Materialverschleiß hervorruft. Der Bau dieser Bremse wurde für eine Bahn mit besonders starken Steigungen (Elberfeld—Cronenfeld—Cronenberg) nötig, wo bisher auf den langen Gefällstrecken (1:13 und 1:10,6) Zahnstangenbremsung benutzt wurde. Hierzu war in Gleismitte eine Zahnstange und am Wagen ein Zahnrad gelagert, das beim Ueberschreiten einer gewissen Drehzahl entsprechend einer zu großen Fahrgeschwindigkeit mittels eines Gewichtes eine Bandbremse anzog. Diese Anordnung verursachte in vierjährigem Betrieb viel Unkosten; als Ersatz wurden daher auf der Strecke an 9 Stellen auf je 50 m Länge Hemmschienen aus 80×30 mm Flacheisen verlegt, die 50 mm über Schienenoberkante vorstehen und alle 2 m durch Flacheisenquerträger mit den Schienen verbunden sind. Ferner wurden am Wagenuntergestell mittels eines kräftigen Flacheisenrahmens zwei Bremselektromagneten aufgehängt, die 8 polig sind und 6 Erregerspulen besitzen. Die beiden Elektromagnete sind parallel in den Kurzschlußstromkreis der Wagenmotoren eingeschaltet und liefern bei 30 Amp. eine Zugkraft von je etwa 1900 kg. Durch die Verteilung der Bremsung auf mehrere Strecken können die Bremselektromagnete dauernd eingeschaltet sein, so daß die Bremsung auf den gefährlichsten Strecken alsdann selbsttätig bewirkt wird. (Elektrische Bahnen und Betriebe 1906, S. 690—692.) *Pr.*

Aus der Praxis.

Wagenkipper.

Die Einrichtungen zum Kippen von Eisenbahnwagen behufs deren Entleerung konnte bisher nur verhältnismäßig selten Anwendung finden, da sich ihre Anschaffungskosten nur bei solchen Betrieben nutzbringend erwiesen haben, bei denen täglich eine größere Anzahl von Wagen zu entleeren waren.



Fig. 1

In vielen Betrieben, wie größeren Fabriken, Gaswerken Brennereien und in allen solchen Werken, welche Schüttgüter verarbeiten, besteht aber häufig das Bedürfnis nach Wagenkipp-

vorrichtungen für eine tägliche Leistung von nur 5—10 Wagen. Hierfür kommen indes die Kipper nach den bisher gebräuchlichen

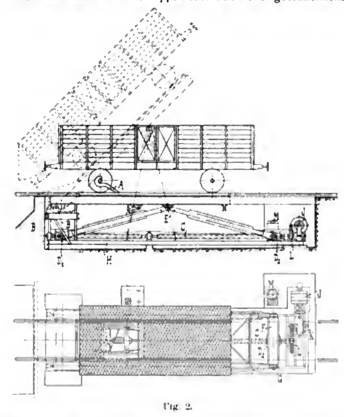


Fig. 2.

Systemen nicht in Betracht, da ihre Anschaffungskosten im Verhältnis zu ihrem Nutzen zu hoch sind.

Die *Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg* und *Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.* hat nun neuerdings einen elektrisch betriebenen Wagenkipper eingeführt, der sich hauptsächlich für solche Betriebe eignet, in denen täglich nur eine geringe Anzahl von Wagen zu entleeren sind.

Der neue Kipper (D. R. P. 173 820) zeichnet sich durch Einfachheit und daher geringe Anschaffungs- und Betriebskosten aus; vor allem verursacht er nur geringe Fundamentkosten.

Fig. 1 – 2 zeigen einen solchen Kipper für Wagen bis 20 t Ladegewicht und 4,5 m Radstand. Der zu entleerende Wagen wird in der üblichen Weise auf die Plattform gefahren, seine vordere Achse von dem Hakenpaar *A* umfaßt und nun die Plattform um die nach rechts bewegliche Drehachse *B* gekippt. Die Kippbewegung wird durch Drehen der unter der Plattform in der Grube gelagerten Spindel *C* mit Rechts- und Linksgewinde herbeigeführt, indem die Muttern D_1 und D_2 an ihren beiden Enden den Kniehebel *E* bewegen, der an der Plattform angreift. Die beiden Muttern sind mit den Kniehebelstützträgern durch Querstücke *F* verbunden, die mit den Rollen *G* auf den Schienen *H* laufen und den Druck auf letztere übertragen.

Der Antrieb der Spindel erfolgt durch den gekuppelten Motor *J* von 40 PS unter Zwischenschaltung des ebenfalls gekuppelten Schneckengetriebes *K* und des Stirnräderpaares *L*. Der ganze Antrieb sowie der zugehörige Kontroller *N* sind in der Grube unterhalb der Fahrbahn angeordnet. Der Kontroller kann von oben mittels Schlüssels, ähnlich wie bei elektrischen Spills, bedient werden.

Für die untere Bestellung kann eine Einrichtung getroffen werden, die den Strom selbsttätig abstellt. Das Ladegut wird im vorliegenden Falle in eine Grube vor der Kippgrube geschüttet.

R.

Bücherschau.

Untersuchungen über die Entlöhnungsmethoden in der deutschen Eisen- und Maschinenindustrie. Heft 4. *Die Arbeitsverhältnisse in einem Berliner Großbetrieb der Maschinenindustrie* von Dr. *Heinrich Reichelt.* Berlin, 1906. Leonhard Simion Nf.

Diese Arbeit fällt insofern aus dem Rahmen der bisher erschienenen Hefte,[1]) als es sich nicht um die Darlegung der Verhältnisse eines ganzen Industriegebietes, sondern nur eines einzelnen Werkes handelt. Wird dadurch einerseits die Bedeutung der Ausführungen für die Beantwortung der gesamten einschlägigen Fragen naturgemäß vermindert, so ergibt sich andererseits grade hierdurch von selbst ein Vorzug dieses Heftes vor den übrigen: dadurch, daß es möglich ist, auf Einzelheiten viel näher einzugehen, bekommt der Leser ein viel tieferes Interesse, seine Stellungnahme zu den geschilderten Zuständen wird unwillkürlich eine lebhaftere, so daß die Lektüre sich fesselnder gestaltet.

Nach zwei kurzen Kapiteln über „Die Entwicklung der Unternehmung" und „Die Personalverhältnisse der Arbeiterschaft" folgt eine Darlegung der „Stellung der Arbeiter im Betrieb", in der wir zunächst mit dem schon in Heft 2 besprochenen Arbeitsnachweis des Verbandes Berliner Metallindustrieller näher bekannt gemacht werden. *Reichelt* ist der Ansicht, daß dieser seinen eigentlichen Zweck keineswegs erfüllt und durchaus zur Verschärfung des Gegensatzes zwischen Arbeitgeber und Arbeitnehmer beiträgt. Nach kurzen Bemerkungen über Annahme und Entlassung der Arbeiter folgt eine Besprechung der verschiedenen Arbeiterkategorien. Interessieren wird es, daß seit kurzem auch Arbeiterinnen, allerdings in geringer Zahl, beschäftigt werden. Den Lehrlingen sind ausführlichere Betrachtungen gewidmet, mit Recht. Stehen doch nach der Schilderung des Verfassers die Einrichtungen für diese in dem Werke auf besonderer Höhe der Entwicklung. Aus dem dann folgenden Kapitel „Die Löhnungsmethoden" sind besonders die historischen Betrachtungen hervorzuheben, wie dem Zwischenmeistersystem in seiner schlimmsten Form die Akkordlöhnung folgte, die bald dem Stundenlohnsystem Platz machen mußte. Aber auch dieses hielt sich nicht lange. Das so warm empfohlene Prämiensystem wurde eingeführt, jedoch nur, um nach kurzer Zeit ebenfalls verworfen zu werden, worauf die Rückkehr zu dem Stücklohn und Zeitlohn stattfand.

Interessant ist ferner zu beobachten, wie die Vergangenheit die Gegenwart beeinflußt; die ganz eigenartige Stellung des alten Schmiedemeisters, die noch aus der glücklich überwundenen Zeit des Zwischenmeistersystems übrig geblieben ist, kann nur auf diese Weise verstanden werden. Ueberall ist das Streben der Verwaltung erkennbar, moderne Verhältnisse herbeizuführen, aber an vielen Stellen muß das als richtig erkannte Prinzip mit Rücksicht auf Personalfragen durchbrochen werden, solange — die betreffende Persönlichkeit eben vorhanden ist. Am fortgeschrittensten sind die Verhältnisse in der Abteilung Maschinen- und Werkzeugbau, wo die Meister tatsächlich auf ihren eigentlichen Beruf, die Beaufsichtigung der Arbeit beschränkt sind, aber selbst die Akkordfestsetzung in die Hände besonderer Kalkulatoren gelegt ist. Der Abschnitt über Lohnhöhe ist mit zahlreichen Tabellen ausgestattet, die wertvolles Zahlenmaterial enthalten. Im letzten Kapitel ist das Verhältnis zwischen Unternehmer und Arbeiter allgemein beleuchtet, die Wohlfahrtseinrichtungen, Versicherungen usw. werden behandelt. Leider ist auch aus der *Reichelt*schen Arbeit nicht unmittelbar ersichtlich, in welcher Weise die verschiedenen Lohnmethoden auf die Gestaltung der Selbstkosten einzelner Fabrikate eingewirkt haben. Grade hier wäre doch scheinbar eine solche Untersuchung verhältnismäßig einfach gewesen.

Heft 5. *Die Entlöhnungsmethoden in der Eisenindustrie Schlesiens und Sachsens* von *Bruno Simmersbach.* Berlin, 1906. Leonhard Simion Nf.

Der Verfasser behandelt absichtlich die Höhe der zur Auszahlung gelangenden Lohnsummen überhaupt nicht, da er diese Frage als durch die Statistik der Berufsgenossenschaften hinlänglich geklärt ansieht. Er beschäftigt sich nur damit, wie die Entstehung und der Entwicklungsgang dieser Lohnsummen sich abspielen. Ob dieser Standpunkt gerechtfertigt ist, kann zweifelhaft sein. Wahrscheinlich dürfte sich hierauf das recht wenig günstige Urteil beziehen, mit dem die Kommission des Zentralvereins für das Wohl der arbeitenden Klassen in der Vorrede zum 1. Bande dieses Heft ankündigt. Es heißt dort, daß diese Arbeit veröffentlicht werde, obgleich „sie nicht nach allen Seiten hin den Anforderungen entspricht, welche die Kommission gestellt hat. . . . .

[1]) s. D. p. J. 1906, Bd. **321**, S. 480, 575, 672.

Trotzdem haben wir uns entschlossen, die Arbeit zu veröffentlichen, weil sie in einigen wichtigen Punkten Lehrreiches und Neues bringt." Und man wird wohl im allgemeinen auch mit diesem Entschlusse zufrieden sein. Bringt doch dieses Heft in einem gewissen Gegensatze zu den sonstigen eine größere Anerkennung des Arbeitgeberstandpunktes, wodurch für den Leser des Ganzen die Empfindung glücklich vermieden wird, als sei es aus einer einzigen sozialen Anschauung heraus geschrieben. Eine solche würde bei so zahlreichen verschiedenen Verfassern beinahe unnatürlich und gemacht erscheinen. Von Interesse ist das Hervortreten der Vorzüge des Akkordsystems vor allen anderen Systemen, wie es an zahlreichen Stellen in geschickter Weise dargelegt wird (vergl. z. B. S. 47, S. 87 u. a.) Daß sich manches wiederholt, was schon in den anderen Abhandlungen geboten wurde, darf man naturgemäß dem Verfasser nicht Schuld geben; es läßt sich bei der ganzen Art der Anlage dieser Untersuchungen überhaupt nicht vermeiden und muß gegenüber den sonst durch eben diese Art hervorgerufenen Vorzügen mit in den Kauf genommen werden.

Aus der Einleitung „Allgemeines" dürfte der Beweis für die wachsende Bedeutung des Puddelns in Schlesien interessieren, einer Arbeitsweise, die sonst überall an Boden verliert. In dem Kapitel „Technik und Lohnmethoden" ist jene mit dankenswerter Kürze, wenn auch nicht mit der klaren Knappheit behandelt, die ich bei der *Timmermann*schen Arbeit, Heft 3, hervorheben konnte. Es folgt ein Abschnitt über den „Hauptlohn", aus dem ich die Ausführungen über das hohe Alter der seit Jahrzehnten fast unverändert fortbestehenden Akkorde in der Großeisenindustrie hervorheben möchte, die manchen überraschen dürften. Nach einer kurzen Besprechung von Sondergewohnheiten einzelner Werke werden dann die „Nebenlöhne" behandelt, unter welchem Namen der Verfasser Prämien, Wohnungsgeldzuschuß, Dienstalterszulagen, Wohlfahrtseinrichtungen und dergl. zusammenfaßt. Den Schluß macht eine „Besprechung der Lohnsysteme" (sollte besser heissen: des Wertes der Lohnsysteme), in der wiederum die von so vielen Seiten empfohlenen Prämiensysteme gegenüber dem Akkord recht schlecht abschneiden.

Friedrich Meyenberg.

Technische Hilfsmittel zur Beförderung und Lagerung von Sammelkörpern (Massengütern.) Von *M. Buhle.* III. Teil. Berlin. Julius Springer.

Der vorliegende dritte Band des *Buhle*schen Werkes ist in derselben Weise entstanden wie die beiden ersten, durch Abdruck einer größeren Anzahl in Zeitschriften erschienener Aufsätze. Eine Kritik oder auch nur Inhaltsangabe ist dadurch sehr erschwert, denn sie würde auf eine Besprechung jedes einzelnen Abschnittes hinauslaufen. Ich kann daher nur sagen, daß das Buch viel neues und im ganzen wertvolleres Material enthält als der zweite Band, wenn auch naturgemäß Wiederholungen bekannter Dinge nicht ausbleiben.

Inwieweit ein Bedürfnis nach einer solchen Zusammenstellung von Sonderabdrücken vorliegt, wird der Verleger am besten beurteilen können. Daß es früher vorhanden gewesen ist, zeigt die Tatsache, daß der erste, 1901 erschienene Band bald vergriffen war. Allerdings war damals die Literatur über Transportmaschinen, deren Bekanntwerden und Ausbreitung in Deutschland gerade jenen Arbeiten mit zu verdanken ist, noch sehr viel spärlicher als heute.

Man darf mit Spannung darauf warten, wie der Verfasser sein Versprechen, das reiche ihm zur Verfügung stehende Material in systematischer Ordnung herauszugeben, einlösen wird.

Georg von Hanffstengel.

Vorlesungen über chemische Technologie. Von Prof. Dr. *H. Wichelhaus*, Geh. Reg.-Rat und Direktor des technologischen Instituts der Universität Berlin. Zweite vermehrte Auflage. 836 S. Gr. 8°. Mit 192 Abb. Berlin, 1906. Georg Siemens.

Das vorliegende Werk gibt in gedrängter Form eine allgemeinverständliche Uebersicht über das riesengroße Gebiet der chemischen Technologie. Es werden der Reihe nach, um nur das wichtigste zu nennen, Chlornatrium, Schwefelverbindungen, Chlor, Glaubersalz, Soda, Kalisalze, Stickstoffverbindungen, Explosivstoffe, Zündwaren, Aluminium, Eisen, Glas, Mörtel, Tonwaren, mineralische Farbstoffe besprochen; dann folgen die Abschnitte über Fette und Oele, Zucker, Gährungserzeugnisse, Zellulose, Erdöl, Steinkohle, Leucht- und Heizgase. Den Schluß bilden Steinkohlenteer, organische Farbstoffe, ätherische Oele und Riechstoffe.

Die Sprache ist klar, die Anordnung übersichtlich; die Abbildungen sind gut, freilich ist ihr Maßstab oft sehr klein.

Da das Buch nicht nur für den jungen Chemiker, sondern mit in erster Linie für den künftigen Verwaltungsbeamten als Leitfaden dienen soll, so wird auf technische Einzelheiten möglichst wenig eingegangen, was schon der beschränkte Raum hindert.

Auch ich will daher bei der Besprechung nicht manche Einzelheiten berühren, sondern nur den Wunsch aussprechen, daß die Atomgewichtstabelle (S. 2) künftig, auf Sauerstoff = 16, wie jetzt üblich ist, bezogen werden möge.

Arndt.

Lastkraftwagen in der Landwirtschaft. Prüfungsbericht, auf Veranlassung der *Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft*, Geräte-Abteilung, erstattet von Major *Oschmann.* Mit 56 Abb. Heft 120 der „Arbeiten der *Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft*". Berlin 1906. Paul Parey.

Die *Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft* hatte schon im Jahre 1903 eine Prüfung von Spirituskraftwagen für den landwirtschaftlichen Betrieb veranstaltet, in der Hoffnung, daß die dafür aufgestellten Bedingungen den Weg zur Herstellung solcher, den landwirtschaftlichen Bedürfnissen besonders angepaßter Lastwagen weisen würden. Den Fabrikanten war damals die Lösung der Aufgaben nicht in vollem Umfang gelungen. Da aber die Beförderung der bei einem großen landwirtschaftlichen Betrieb ein- oder ausgehenden Güter einen bedeutenden Zugtierbestand erfordert, der ein hohes Kapital festlegt, ständig Pflege und Wartung braucht und zur Beschaffung des Futters einen Teil der Bodenfläche absorbiert, so wurde im Jahre 1906 das Preisausschreiben von der *D. L. G.* wiederholt. Der Erfolg war glänzend, da von den an der Prüfung teilnehmenden 8 Wagen 7 mit je einem ersten Preis ausgezeichnet werden konnten.

Der vorliegende Bericht gibt mehr als eine Darstellung und Würdigung der Wagen und ihrer Leistungen. In der Einleitung untersucht Verfasser die Wirtschaftlichkeit der Lastkraftwagen auf Grund der Erfahrungen, die bisher veröffentlicht worden sind, und findet, daß die Lastförderung mit Pferden billiger ist, daß aber die „Unermüdlichkeit" des Kraftwagens und die dadurch ermöglichte bessere Ausnutzung, die höhere Geschwindigkeit und der demgemäß auszuführende Ferntransport und die rasche Erledigung jeder Fahrt, sowie die größere Tragfähigkeit und die leichtere Bewältigung von Steigungen Vorteile darstellen, die unter Umständen den Ausschlag zugunsten des Kraftwagens geben können. Notwendig für die Benutzbarkeit schwerer Lastkraftwagen ist allerdings eine Besserung des Straßenbaues, der in seinem gegenwärtigen, den Bedürfnissen des Pferdewagens genügenden Zustand dem neuen Transportmittel hinsichtlich der Belastung und Geschwindigkeit enge Schranken setzt.

Nach einer Darstellung anderer großer Kraftwagenprüfungen des vergangenen Jahres, in denen auch die wichtigen Omnibusse zugelassen waren, folgen Erläuterungen zu dem Preisausschreiben der *D. L. G.* Diesen schließen sich die Beschreibungen der geprüften Wagen nebst genauer Wiedergabe der Prüfungsprotokolle an. Geprüft wurden: ein Lastzug der *Neuen Automobil-Gesellschaft*, ein solcher von *J. E. Christoph*, A.-G. in Niesky, je ein Stückgutwagen der *N. A.-G.* und der *Daimler-Motoren-Gesellschaft*, endlich je ein Milchwagen derselben beiden Firmen.

Aus den Ergebnissen der Prüfungen folgert der Verfasser, daß die Aufgaben technisch gelöst sind, daß aber die Wirtschaftlichkeit neben dem angemessen billigen Preis des Motorenspiritus, guten Straßen und sorgfältiger Behandlung der Maschine auch eine hohe Ausnutzung der Wagen und eine rasche Be- und Entladung durch zweckmäßige Einrichtungen erfordert. Am günstigsten hat der Lastzug der *N. A. G.* gearbeitet, dem deswegen auch die vom Kaiser gestiftete Ehrengabe zugesprochen wurde; seiner Ausnutzung stehen nur noch polizeiliche Bestimmungen an vielen Orten entgegen, die das Anhängen mehrerer Wagen verbieten.

Die sehr eingehende und klare Arbeit ist vorzüglich geeignet, Fachleute und solche Betriebsleiter, die die Benutzung von Lastkraftwagen beabsichtigen, über die technischen und wirtschaftlichen Fragen zu unterrichten. Sie kann auch dort empfohlen werden, wo weder die Verwendung von Spiritus noch der landwirtschaftliche Betrieb die Aufgabe des Lastwagens erschweren.

Gustav Fischer.

Der Druck auf den Spurzapfen der Reaktionsturbinen und Kreiselpumpen. Von Prof. Dr. *Kobes* in Wien. Leipzig und Wien, 1906. Franz Deuticke.

Der Verfasser hat zur Darstellung der hydraulischen Drücke die Form von Wasserrotationskörpern gewählt, wodurch sich die Untersuchung der den Spurzapfen belastenden Kräfte außerordentlich übersichtlich gestaltet. Das Buch enthält vier Abschnitte, von denen der erste die Francisturbinen mit stehender Welle, der zweite die Francisturbinen mit liegender Welle, der dritte die Jonvalturbinen behandelt. Während bei den Untersuchungen in den ersten drei Abschnitten die bisher allgemein

üblich gewesene Berechnungsweise der Turbine zugrunde gelegt ist, werden im vierten Abschnitte die Belastungen des Spurzapfens mit Hilfe der neuen von Prof. *Lorenz* entwickelten Theorie der Turbinenberechnung bestimmt. Als Anhang endlich sind dem Werke die Berechnungen einer Francis- und einer Jonvalturbine nach der *Lorenz* schen Theorie beigegeben, wobei aber die Funktionen

$$w_u \, . \, r = b^2 r^2 - c^2 \, . \, z^2 \text{ und } \Psi \; a \, . \, r^2 z$$

ohne Rücksicht auf die sogenannte Flächenbedingung unabhängig voneinander gewählt wurden; infolgedessen stellen die Rechnungen nur eine Annäherung an die allgemeine Form des Laufrades dar. Besonders erwähnenswert ist in diesem Anhange aber die Konstruktion der Kurven $\Psi = a r^2 z$ unter Benutzung der von *Tolle* und *Bauer* angegebenen Verfahren.

Die Darstellungsweise ist überall klar und übersichtlich, auch erleichtern die vielen Zahlenbeispiele das Verständnis; im Ganzen ist daher das Buch als schätzenswerte Bereicherung der Literatur über Turbinen und Kreiselpumpen zu begrüßen und werden besonders die Untersuchungen über die möglichen Vorkehrungen zur Entlastung des Spurzapfens den ausführenden Ingenieur interessieren. *E. Kotzur.*

Wittenbauer, Aufgaben aus der technischen Mechanik. I. Band. Allgemeiner Teil, Berlin 1907, Julius Springer.

Das vorliegende Werk enthält auf 290 Seiten eine Sammlung von 770 Aufgaben aus dem Gebiet der Statik und Dynamik des Punktes und der starren Körper und die zugehörigen Lösungen, und füllt damit eine merkliche Lücke in der Literatur über technische Mechanik aus. Der ziemlich bedeutende Umfang des Buches legt Zeugnis dafür ab, welchen Wert man heute den Uebungsbeispielen in dem Lehrgebiet der technischen Mechanik, die ja mehr als irgend eine andere Disziplin angewandte Wissenschaft ist, beimißt. So wertvoll das Buch zweifellos ist, könnte man aber gerade von diesem Gesichtspunkt aus prinzipiell etwas daran aussetzen, das ist der ausgesprochene akademische Charakter einer sehr großen Zahl von Aufgaben. Erwähnt sei in dieser Beziehung z. B., daß in vielen Aufgaben die Annahme gemacht ist, daß ein Faden auf einen Punkt oder Körper eine Kraft ausübt, die seiner Länge proportional ist. Derartige Annahmen, die nur eine mathematische Bedeutung haben, mit denen man aber keine Vorstellung verbinden kann, braucht man wirklich bei der großen Mannigfaltigkeit, die die Praxis an einfachen und schwierigen Problemen bietet, nicht zu Hilfe zu nehmen. Aehnliches ließe sich von vielen Aufgaben aus dem Gebiet der Reibung sagen. Der Umstand, daß die Zahl der in technischer Einkleidung gegebenen Aufgaben verhältnismäßig klein ist, ist um so mehr zu bedauern, als gerade das Herauslesen des mechanischen Problems aus der praktischen Einkleidung erfahrungsgemäß den Studierenden besondere Schwierigkeiten bereitet. Trotzdem enthält die Sammlung des guten und lehrreichen noch so viel, daß sie ohne Frage bei Lehrern und Schülern der technischen Hochschulen gleich willkommen sein wird. Die Aufgaben sind mit ganz wenigen Ausnahmen scharf und klar, die Lösungen knapp und instruktiv, in der mathematischen Behandlung vielfach sehr elegant abgefaßt. Als besonders wertvoll und einem richtig empfundenen Bedürfnis entsprechend sei noch ein Abschnitt von 25 Aufgaben über das Rechnen mit Dimensionen (verschiedenen Maßstäben usw.) hervorgehoben, der nicht zum Schaden des Buches ebenfalls auf Kosten der oben erwähnten Kategorie von abstrakten Aufgaben hätte beträchtlich erweitert werden können. Die äußere Ausstattung des Buches, Druck und Figuren sind ausgezeichnet.

Berlin. Dr. Ing. *Paul Roth.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Aus der Gasmotorenpraxis. Auswahl, Prüfung und Wartung der Gasmotoren. Von *G. Lieckfeld*, Zivilingenieur in Hannover. Zweite Auflage. Mit 53 Abb. München und Berlin, 1906. R. Oldenbourg. Preis geb. M. 2,75.

Denkschrift über den gegenwärtigen Stand des technischen Hochschulwesens in Preußen und die damit zusammenhängenden Fragen, insbesondere über die technische Hochschule in Breslau. Von Ingenieur *Klasmer*, Oberlehrer a. d. Kgl. Baugewerkschule zu Breslau. Breslau, 1906., Kommissionsverlag von Trewendt & Granier. Preis geh. M. 2,—.

Lexikon des Schornsteinbaues und der Reparaturen. Ein Hand- und Nachschlagebuch für Bau- und Prüfungsbehörden, Unternehmer, Ingenieure, Architekten, Techniker, Kaminbauer, Bauschulen, Fabrikbesitzer, mit 221 Kostenanschlägen, Kaminsteinberechnungen, Preisangaben, Tabellen, Regeln, Notizen, Vorschriften, Abbildungen usw. Bearbeitet von *Franz Rauls*, Ingenieur für Feuerungsanlagen und Schornsteinbau in Köln a. Rh. Köln, 1906. Ludwig Büschl. Preis geb. M. 4,80.

Eisenbauten, ihre Geschichte und Aesthetik. Von Dr. *Alfred Gotthold Meyer*, Professor a. d. Kgl. Technischen Hochschule in Charlottenburg. Nach des Verfassers Tode zu Ende geführt von *Wilhelm* Freiherr *von Tettau*. Mit einem Geleitwort von Geh. Reg.-Rat Prof. Dr *Julius Lessing*. 93 Abb. u. 27 Tafeln in Tonätzung. Eßlingen a. N., 1907. Paul Neff (Max Schreiber). Preis geh. M. 15,—, geb. M. 16,—.

Der Eisenbeton, Formeln, Tabellen und Grundsätze zum Gebrauch für die Berechnung von Eisenbetonausführungen, berechnet und zusammengestellt von Bauingenieur *Erich Turley*. Mit 24 Abb. Berlin, 1906. Tonindustrie-Zeitung. Preis geh. M. 2,50.

Hebemaschinen. Eine Sammlung von Zeichnungen ausgeführter Konstruktionen mit besonderer Berücksichtigung der Hebemaschinenelemente. Von *C. Bessel*, Ingenieur, Oberlehrer a. d. kgl. höh. Maschinenbauschule Altona. Berlin, 1906. Julius Springer. Preis geb. M. 6,—.

Die technische Mechanik. Elementares Lehrbuch für mittlere maschinentechnische Fachschulen und Hilfsbuch für Studierende höherer technischer Lehranstalten. Von *P. Stephan*, Regierungsbaumeister, Oberlehrer a. d. höheren Maschinenbauschule in Posen. Zweiter Teil. Festigkeitslehre und Mechanik der flüssigen und gasförmigen Körper. Mit 200 Abb. Leipzig und Berlin, 1906. B. G. Teubner.

Vorlesungen über Differential- und Integral-Rechnung. Von *Emanuel Czuber*, o. ö. Professor a. d. Technischen Hochschule in Wien. Zweiter Band. Mit 87 Abb. Zweite, sorgfältig durchgesehene Auflage. Leipzig, 1906. B. G. Teubner. Preis geb. M. 12,—.

Prof. J. Wilhelm Mayers Lehrbuch der Motorenkunde. Zum Gebrauche für gewerbliche und fachliche Fortbildungsschulen. Bearbeitet von Prof. *Edmund Czap*. Mit 149 Abb. Leipzig, 1906. B. G. Teubner. Preis geb. M. 2,—.

Die Weltwirtschaft. Ein Jahr- und Lesebuch. Unter Mitwirkung zahlreicher Fachleute. Herausgegeben von Dr. *Ernst von Halle*, Professor a. d. Universität Berlin, Wirklicher Admiralitätsrat. I. Jahrg. 1906: 3. Teil. Das Ausland. Leipzig u. Berlin, 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 5,—.

Publikation der Kgl. Ungarischen Geologischen Anstalt. Die untersuchten Tone der Länder der ungarischen Krone. Von *Alexander v. Kalecsinszky*. Mit einer Uebersichtskarte. Uebertragung aus dem im März 1905 erschienenen ungarischen Original. Budapest, 1906. Franklin-Verein.

Statik und Diagramme zum Dimensionieren der Decken und Stützen im Massivbau. Mit 3 Diagrammen und 9 Abb. von Regierungsbaumeister *O. Kohlmorgen*, Zivilingenieur, Berlin. Stuttgart, 1907. Julius Hoffmann. Preis M. 2,—.

Aus Natur und Geisteswelt. Sammlung wissenschaftlich-gemeinverständlicher Darstellungen. *C. Merkel*. Schöpfungen der Ingenieurtechnik der Neuzeit. Zweite Auflage. Leipzig, 1907. B. G. Teubner. Preis geb. M. 1,25.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 15. Berlin, 13. April 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Aërogengas.

Von Dipl.-Ing. **Friedrich Meyenberg,** Braunschweig.

(Fortsetzung von S. 212 d. Bd.)

Ueber die hygienischen Eigenschaften des Aërogengases kann man sich leicht durch folgende Rechnung klar werden: Hat das Benzin die oben angenommene Zusammensetzung, so gilt für die Verbrennung von 1 cbm Benzindampf die folgende Gleichung:

$$\underbrace{0{,}333\, C_5 . H_{12} + 0{,}667\, C_6 H_{14}}_{1 \text{ cbm Benzindampf}} + \underbrace{\frac{0{,}333 . 8 + 0{,}667 . 9{,}5}{0{,}2133} \text{ Luft}}_{42 \text{ cbm Luft}} =$$

$$\underbrace{(0{,}333 . 5 + 0{,}667 . 6) . CO_2}_{5{,}567 \text{ cbm } CO_2} + \underbrace{(0{,}333 . 6 + 0{,}667 . 7) H_2O}_{6{,}667 \text{ cbm } H_2O} + \underbrace{0{,}7867 \left(\frac{0{,}333 . 8 + 0{,}667 . 9{,}5}{0{,}2133}\right) N}_{33 \text{ cbm } N}$$

Sind in dem Aërogengas 250 g Benzin für 1 cbm Luft enthalten und beträgt wie oben das Gewicht von 1 l Benzindampf 3,65 g, so kommen $\frac{250}{3{,}65} = \sim 68{,}7$ l Benzindampf auf 1 cbm Luft in dem Gase selbst. Multiplizieren wir mit diesem Werte die obige Gleichung, so erhält diese die Form:

$$(0{,}0687 + 1{,}0) \text{ cbm Aërogengas} + 0{,}0687 . 42 - 1 \text{ cbm Luft} = 0{,}0687\,(5{,}567 \text{ cbm } CO_2 + 0{,}667 \text{ cbm } H_2O + 33 \text{ cbm } N)$$

$$1{,}0687 \text{ cbm Aërogengas} + \sim 1{,}9 \text{ cbm Luft} = 0{,}382 \text{ cbm } CO_2 + 0{,}457\, H_2O + 2{,}26 \text{ cbm } N$$

$$1{,}0 \text{ cbm Aërogengas} + \sim 1{,}8 \text{ cbm Luft} = 0{,}360 \text{ cbm } CO_2 + 0{,}43 \text{ cbm } H_2O + 2{,}12 \text{ cbm } N,$$

d. h. also, es entstehen bei Verbrennung von 1 cbm Aërogengas rund 360 l CO_2, 430 l H_2O und 2,12 cbm N, insgesamt 2,91 cbm Verbrennungsprodukte.

Beträgt ferner der obere Heizwert des verbrauchten Benzins 12000 WE für 1 kg, so ist derjenige des Aërogengases: 0,250 . 12000 = 3000 WE für 1 cbm. Aus diesen Zahlen läßt sich auf die Art und Weise schließen, wie die Benutzung des Aërogengases auf die Gesundheit der Verbraucher einwirkt, da die ersteren ein Maß für die Verschlechterung, die letzte ein solches für die Erwärmung der Luft des betr. Wohnraumes bieten. Am besten wird man sich hierüber natürlich einen Begriff durch den Vergleich mit anderen Beleuchtungsmitteln bilden können, deren Einwirkung auf den Menschen aus der Erfahrung bekannt ist. Und ein solcher ist durch die Spalten 10 bis 13 der Tab. 2 S. 226 ermöglicht.

Diese habe ich in der Hauptsache mit Hilfe zweier Veröffentlichungen zusammengestellt, wie das die Angaben unter der Rubrik „Bemerkungen" im einzelnen kennzeichnen, und außerdem eine Reihe von Werten nach anderen Quellen zugefügt, um ein möglichst vollständiges Bild zu geben. Bei dem Artikel im „Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung" handelt es sich um eine sehr eingehende Arbeit von Professor *Wedding*; die dort gegebenen Zahlen beruhen sämtlich auf genauen Versuchen. Woher die einzelnen Angaben der Veröffentlichung in der „Zeitschrift des bayrischen Revisionsvereins" stammen, ist nicht immer genau angegeben. Was zunächst Spalte 3 „Leuchtkraft der Flamme in Hefnerkerzen" betrifft, so ist hervorzuheben, daß *Wedding* nachweist, wie es für einen Vergleich der einzelnen Lichtquellen im allgemeinen richtiger ist, die sphärische Lichtstärke und nicht die wagerechte heranzuziehen. Da aber bei den anderen Quellen, die benutzt sind, hierüber keinerlei Angaben gemacht sind und da in der Praxis sonst meist die wagerechte, bequemer festzustellende Lichtstärke Verwendung findet, so wurde angenommen, daß auch diese, in den anderen Quellen gegebenen Zahlen sich auf die wagerechte Lichtstärke beziehen, und die Angaben von *Wedding* entsprechend umgerechnet. Beim Petroleum ist der untere Heizwert auf Grund der Angabe des oberen in einer Höhe eingesetzt, wie er bei einer mittleren Beschaffenheit dieses Brennstoffes eintritt. Die Verschiedenheit der Preise für Spiritus, 30 und 35 Pf. für 1 kg, ist auf die Verschiedenartigkeit der Quellen zurückzuführen; (das gilt auch für die anderen Beleuchtungsmittel: Steinkohlengas 0,124 und 0,16 M. für 1 cbm; Elektrizität 0,40 und 0,60 M. für 1 Kw.). Doch ist es wahrscheinlich, daß hier in der Arbeit von *Wedding* ein Versehen vorgekommen ist. Denn es ist in der Erklärung der Tabelle gesagt, daß es sich um 95 v. H. Spiritus gehandelt habe, dessen Preis 30 Pf. für 1 l sei. Das würde also etwa 35 Pf. für 1 kg entsprechen, und darum sind in der Zeile *d* auch die Angaben dieser Quellen auf diesen höheren Preis umgerechnet. Für das benutzte Steinkohlengas gibt *Wedding* den Heizwert (und es kann dabei der Natur der Sache nach nur der obere gemeint sein) zu 5100 WE an. Danach ist der untere zu rund 4600 WE eingesetzt, da dieser erfahrungsgemäß bei normalen Verhältnissen rund 10 v. H. unter jenem liegt. Für das in der „Zeitschrift des bayr. Revisionsvereins" angeführte Beispiel habe ich aber bei dem dort angegebenen normalen Gaspreise von 0,16 M. für 1 cbm auch die im Mittel für Leuchtgas in Frage kommende Zahl von 5600 bezw. 5000 WE eingesetzt, (Angaben über Heizwerte fehlen in dieser Quelle) und dann auch die von diesem „Normalgas" hervorgebrachte Kohlensäuremenge gewählt. Die Zahl von 0,12 M. für

Tabelle 2.

Zeilenbezeichnung	Art des Beleuchtungsmittels	Preis	Leuchtkraft der Flamme	Brennstoffverbrauch i. d. Stunde	Brennstoffkosten der ganzen Flamme i. d. Stunde	Brennstoffkosten für eine Stunde und eine Hefnerkerze	Oberer Heizwert	Unterer Heizwert	Insgesamt i. d. Stunde entwickelte Wärmemenge	Wärmemenge für eine Stunde und 1 HK	Insgesamt i. d. Stunde entwickelte Kohlensäure	Entwickelte Kohlensäure für eine Stunde u. 1 HK	Kosten von 1000 WE bezogen auf den unteren Heizwert	Bemerkungen
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
		M.	HK		Pf.	Pf.	WE	WE	WE	WE	l	l	Pf.	
a	Petroleum	0,25 kg	14,8	43,6 g	1,09	0,074	11000 l	10200 l	480	32,5	70,1	4,75	2,45	Journal f. Gasbel. u. Wasservers. 1906 28/I.
b	"	"	30	80 g	2,00	0,067	"	"	880	29,3	129	4,35	"	Zeitschr. d. bayrischen Rev.-Vereins 1905, S. 155 ff.
c	Spiritusglühlicht	0,30 kg	65,3	129 g	3,87	0,059	5411 kg	—	698	10,6	119	1,83	—	Journal f. Gasbel. u. Wasservers.
d	"	0,35 kg	"	"	4,52	0,069	"	—	"	"	"	"	—	
e	"	"	50	100 g	3,50	0,070	—	—	—	—	—	—	—	Zeitschrift d. bayrischen Rev.-Vereins.
f	Steinkohlengasglühlicht	0,124 cbm	73,8	112,3 l	1,39	0,027	5100 cbm	4600 cbm	573	7,8	59,1	0,80	2,70	Journal f. Gasbel. u. Wasservers.
g	"	0,16 cbm	70	110 l	1,76	0,025	5600 cbm	—	616	8,8	57,0	0,82	—	Zeitschrift d. bayrischen Rev.-Vereins.
h	" -Liliputbrenner	"	40	60 l	0,96	0,024	"	—	336	8,4	31,2	0,78	—	" " " "
i	" "	0,12 cbm	—	—	—	—	—	5100 cbm	—	—	—	—	2,40	
k	Elektr. Licht: Kohlenfadenlampe	0,40 KW	18,3	59,1 Watt	2,36	0,129	—	—	51	3,99	0	0	47,2	Journal f. Gasbel. u. Wasservers.
l	" " "	"	43,8	104 Watt	4,16	0,095	—	—	98,8	2,60	0	0	"	" " " " "
m	" " "	0,60 KW	25	78,2 Watt	4,70	0,188	—	—	67,5	2,70	0	0	69,8	Zeitschrift d. bayrischen Rev.-Vereins.
n	" " "	"	40	126 Watt	7,52	0,188	—	—	109	2,70	0	0	"	" " " "
o	" " Osmiumlampe	0,40 KW	42,3	48,7 Watt	1,95	0,046	—	—	42,1	1,00	0	0	46,5	Journal f. Gasbel. u. Wasservers.
p	" " "	0,60 KW	"	"	2,93	0,069	—	—	—	—	—	—	69,8	
q	Acetylen: offener Brenner	1,0 cbm	25	15,62 l	1,56	0,062	13850 cbm	13 360	217	8,67	31,2	1,25	7,5	Zeitschrift d. bayrischen Rev.-Vereins.
q_1	" " "	2,0 cbm	"	"	3,12	0,124	"	"	—	—	—	—	15,0	
r	" " "	1,0 cbm	40	25	2,50	0,062	—	—	346	8,65	50	1,25	—	" " " "
r_1	" " "	2,0 cbm	"	"	5,00	0,124	—	—	—	—	—	—	—	
s	" Glühlicht	1,0 cbm	"	10	1,00	0,025	—	—	139	3,47	20,0	0,50	—	" " " "
s_1	" "	2,0 cbm	"	"	2,00	0,050	—	—	—	—	—	—	—	
t	" "	1,0 cbm	"	15	1,50	0,0375	—	—	208	5,20	30,0	0,75	—	
t_1	" "	2,0 cbm	"	"	3,00	0,075	—	—	—	—	—	—	—	
u	Aerogengas	0,10 cbm	50	100	1,00	0,020	3000 cbm	2870	300	6,00	36,0	0,72	3,33	
u_1	"	0,20 cbm	"	"	2,00	0,040	"	"	—	—	—	—	6,66	
v	"	0,10 cbm	58	"	1,00	0,020	—	—	300	5,20	36,0	0,62	—	
v_1	"	0,20 cbm	"	"	2,00	0,040	—	—	—	—	—	—	—	

NB. Die gesamten Rechnungen sind mit dem Rechenschieber ausgeführt, machen also keinen Anspruch auf große Genauigkeit. Diese erscheint um so weniger erforderlich als die grundlegenden Zahlen zum Teil auf Annahmen beruhen und daher gewisse Schwankungen zulassen.

1 cbm. Zeile *i*, entspricht dem in vielen Städten üblichen Preise für Koch- und Heizgas. Der Preis eines Kubikmeters Acetylen, Zeile *q*, *r*, *s*, *t* ist auf Grund der Abrechnung der Zentrale Wertingen eingesetzt, wo 1903 1 cbm 1,09 M., 1904 0,822 M. kostete; unsere Quelle bemerkt dazu, daß bei dem üblichen Verkaufspreise von 2 M. für 1 cbm sich natürlich alle Zahlen entsprechend verdoppeln würden. Da nur dann diese mit denjenigen für Leuchtgas verglichen werden können, habe ich jedesmal die doppelten Zahlen in den Zeilen q_1, r_1, s_1, t_1 ebenfalls aufgeführt. Die Heizwertgrößen sind nach den Angaben der „Hütte" eingesetzt. Für Acetylenglühlicht ist zunächst in Zeile *s* und s_1 ein Verbrauch von 10 l für eine Flamme von 40 H. K. angegeben. Unsere Quelle bezweifelt diese Zahl aber selbst, die gegenüber dem offenen Brenner eine Ersparnis von 60 v. H. ergeben würde. Es hat hierüber in der „Zeitschrift des bayrischen Revisionsvereins, Jahrgang 1904" eine längere Erörterung stattgefunden, als deren Ergebnis etwa folgendes zu bezeichnen ist: jener Wert von 10 l für eine Flamme von 40 H. K. ist richtig für die soeben neu installierte Flamme, bei der der Glühstrumpf noch vollkommen unbeschädigt ist und alle beeinflussenden Umstände aufs peinlichste berücksichtigt sind. Es muß aber die Ersparnis für den Verbraucher wirtschaftlich und im Durchschnitt mit nicht mehr als 30 v. H. in Anschlag gebracht werden, da erfahrungsgemäß aus verschiedenen Gründen jener ideale anfängliche Zustand nur kurze Zeit bestehen bleibt. Danach würde der Verbrauch einer Flamme von 40 H. K. mit 17,5 l einzusetzen sein. Nun ist aber bei diesen Erörterungen niemals klar gesagt worden, ob bei der Angabe der Ersparnis auch die Ausgaben für die Glühstrümpfe berücksichtigt sind. Vorsichtshalber habe ich angenommen, daß das der Fall ist. Dann muß aber in die Tabelle, in der es sich ja auch bei den anderen Beleuchtungsmitteln nur um den reinen Brennstoffverbrauch handelt, eine andere niedrigere Zahl eingesetzt werden, wenn nicht beim Vergleich das Acetylen zu ungünstig behandelt werden soll. Ich glaubte unter diesen Umständen annähernd richtig mit einer Ersparnis von 40 v. H., also einem Verbrauch von 15 l für 40 H. K. zu rechnen (Zeile *t* und t_1).

Für Aërogengas findet sich in der „Zeitschrift des bayrischen Revisionsvereins" die Angabe eines Gasverbrauchs von 100 l für 40 H. K. Es ist das jedoch eine Zahl, welche ich wohl mit Recht nicht in meine Tabelle aufgenommen habe. Sie stammt nämlich aus dem seinerzeit mit der Gemeinde Kehlheim i. Bayern seitens der *Aërogengas-Gesellschaft* abgeschlossenen Vertrage und ist in keiner Weise durch Versuche nachgeprüft. Naturgemäß enthält aber eine solche Zahl eine reichliche Sicherheit, da es bei den scharfen sonstigen Bedingungen, unter denen meist der Bau solcher Anlagen vergeben wird, einem verständigen Fabrikanten nicht einfallen wird, in derartigen Garantien bis an die Grenze seiner Leistungsfähigkeit zu gehen. Nun hat sich jedoch gerade über diese Anlage Kehlheim ein scharfer Streit zwischen Acetylenfachleuten und der Aërogengasgesellschaft entsponnen, bei dem, wie sich schließlich herausgestellt hat, die letztere durchaus zu Unrecht angegriffen ist und einen vollen Sieg erzielt hat. Anders vermag ich wenigstens das schon erwähnte, mir vorliegende Gutachten von dem bekannten Münchener Zivilingenieur Dr. *E. Schilling* nicht aufzufassen.

Aus ihm geht meines Erachtens unzweideutig hervor, daß die Anlage in Kehlheim in jeder Beziehung ihre Schuldigkeit tut und daß sie in mancher Hinsicht erheblich mehr leistet als vertraglich zugesichert. Als Ergebnis seiner sehr eingehenden Messungen aber führt *Schilling* die folgende Tabelle auf:

Lichtstärke und spezifischer Gasverbrauch der Aërogengasbrenner in Kehlheim.

Brenner No.	Normaler Gasverbr. in l	Lichtstärke in H. K. Lochzylind.	Lichtstärke in H. K. glatter Zylinder	Spez. Gasverbrauch Lochzylinder	Spez. Gasverbrauch glatter Zylinder
0	100	50	58	2,0	1,7
1	200	100	118	2,0	1,7

Diese Zahlen glaubte ich um so mehr in meine Tabelle 2 direkt einsetzen zu können, als es sich in dem Gutachten von *Schilling* keineswegs um sogenannte Paradeversuche handelte, sondern wie ausdrücklich von diesem betont wird, um Feststellung der tatsächlich in Kehlheim bestehenden Verhältnisse. Aus diesem Grunde sind die Versuche auch nicht nur mit ganz neuen Glühstrümpfen angestellt, sondern auch mit solchen, welche bereits wochenlang im Betriebe waren. Eine durchgängige wesentliche Erhöhung des Gasverbrauchs bezw. Verminderung der Lichtstärke hat sich bei diesen nicht ergeben, während er bei Acetylenglühlicht, wie bereits erwähnt, unvermeidlich ist. Es dürfte das damit zusammenhängen, daß bei letzterem das Anzünden stets mit einem explosionsartigen Knall verbunden ist, durch den der Strumpf gefährdet und rascher zerstört wird als bei Aërogengas. Der Strumpfverbrauch ist daher auch bei diesem ganz erheblich geringer. Uebrigens sind jene oben gegebenen Zahlen denjenigen ziemlich gleich, die bei Abnahme der Anlage für die Pflegeanstalt Herrnsprotsch bei Breslau schon vor Jahren gefunden wurden. Sie lauten:

Brenner No.	Gesamtgasverbrauch in l	Lichtstärke in H. K.	Spez. Gasverbrauch in l
0	86	47,6	1,81
1	152	76,5	1,99

Es dürfte somit jeder Zweifel an der Richtigkeit dieser Zahlen ausgeschlossen sein. Bemerken will ich noch zu der von *Schilling* gegebenen Tabelle, daß man nach diesen Ergebnissen wohl in Zukunft von der Benutzung der Lochzylinder Abstand nehmen wird. Der obere Heizwert des Gases ist wieder unter der Annahme berechnet, daß derjenige des benutzten Benzins 12 000 WE für 1 kg beträgt, der untere ist dann in entsprechender Höhe eingesetzt. Der Preis von 0,10 M. für 1 cbm ergibt sich bei einem solchen von 0,40 M. für 1 kg Benzin. Er entspricht annähernd auch den unten in den Abrechnungen der Zentrale Telgte aufgeführten Zahlen. Als Verkaufspreis ist 0,20 M. für 1 cbm Gas angenommen, welcher Wert den in vielen Fällen in der Praxis gewählten darstellt. Entsprechend dem Vorgehen beim Acetylen hat dieser Verkaufswert in den Zeilen u_1 und v_1 der Tabelle ebenfalls Platz gefunden. In der Spalte: „Insgesamt in der Stunde entwickelte Kohlensäure" ist die unserer obigen Rechnung entsprechende Zahl aufgeführt, die natürlich je nach der Art des verwandten Benzins sich in gewissen Grenzen ändern kann. Wie aus diesen Ausführungen ersichtlich, ist beim Vergleich der in der Tabelle 2 enthaltenen Zahlen eine ganze Reihe von Umständen zu berücksichtigen; vor allem aber ist auch zu beachten, daß es für den Konsumenten in vielen Fällen gar nicht so sehr auf die tatsächliche Helligkeit der benutzten Flamme ankommt. Häufig wird die Ersetzung einer Petroleumflamme von 15 H. K. nur durch eine solche irgend eines anderen Beleuchtungsmittels von 40 H. K. erfolgen müssen, da sich mit diesem eine kleinere Flamme gar nicht erzeugen läßt. Ist nun für den Verbraucher diese Helligkeitsvergrößerung nicht aus besonderen Gründen in dem gerade vorliegenden Falle erforderlich, so wird er sich auch nicht für die Ersparnis und sonstigen Vorteile bezogen auf 1 H. K. interessieren, sondern nur die absoluten Kosten und sonstigen Verhältnisse beider Flammen mit-

einander vergleichen. Aus diesem Grunde sind die betr. Spalten 5, 10 und 12 mit in Tab. 2 aufgenommen. Ferner ist zu bedenken, daß nur die Kosten des Beleuchtungsmittels allein aufgeführt sind, die ja auch mit den entsprechenden *Verkaufspreisen* berechnet für den *Konsumenten* allein Wert haben, daß aber alle Ausgaben für die Verzinsung und Abschreibung der Beleuchtungsanlagen, ihre Bedienung usw. nicht berücksichtigt sind, also für *Produzenten* ein unmittelbares Urteil auf Grund der Tab. 2 selbst bei Zugrundelegung der betr. Selbstkostenpreise des Beleuchtungsmittels unmöglich ist. Ich komme darauf noch weiter unten zurück.

(Fortsetzung folgt.)

Die Anwendung des Tallowwood-Hartholzes im Eisenbahn- und Straßenbau.

Von Regierungsbaumeister **Jaehn** in Bromberg.

(Schluß von S. 214 d. Bd.)

Eine immer größere Ausdehnung nimmt infolge der vorliegenden sehr günstigen Erfahrungen die Verwendung des Tallowwood im *Straßenbau* an. Die erzielten Erfolge sind auf die bereits erwähnten charakteristischen Eigenschaften des Tallowwood zurückzuführen, also insbesondere große Widerstandsfähigkeit gegen Abnutzung durch starken Wagenverkehr infolge außerordentlicher Härte und daher kaum meßbare Abnutzung, und fast völlige Indifferenz gegen Nässe und Trockenheit, Kälte und Hitze.

Die Ansprüche, die an ein gutes Straßenpflaster gestellt werden, sind verschiedener Art: Die Stadtverwaltungen verlangen zunächst ein Pflaster von hoher Wirtschaftlichkeit, fordern aber zugleich vom gesundheitlichen Standpunkt, daß es reinlich und wenig aufsaugungsfähig in bezug auf fäulniserregende Stoffe sei; das Publikum verlangt ein elastisches, geräuschloses, staubfreies und dauerhaftes Pflaster, weil ja öftere Wiederherstellungsarbeiten unangenehme Verkehrsstörungen mit sich bringen; der Fuhrwerksbesitzer und der Tierfreund verlangen ein Pflaster, welches den Pferden ein sicheres und festes Auftreten ermöglicht, Ausgleiten verhindert und leichtes Aufstehen gestürzter Pferde begünstigt. Die mehrfach angewendeten Weichholzpflasterarten aus schwedischer oder bosnischer Kiefer, aus Buchenholz usw. bedingten wegen der beträchtlichen Ausdehnung des Materials erhebliche Fugen zwischen den Pflasterklötzen. Gerade die Fuge ist die Ursache gewesen, weswegen Weichholzpflaster nicht den vorgenannten Anforderungen entsprechen konnte: an den freien Kanten der Fuge begann infolge der mechanischen Angriffe der Pferdehufe oder Wagenräder das Zerstörungswerk, das sich in mechanischer und chemischer Wirkung, also Abnutzung und Fäulnis äußerte. Letztere wird noch durch den Umstand begünstigt, daß weiches Holz sich verfilzt und sogen. Bärte bekommt. Würde man nun irgend ein hartes Holz mit größeren Fugen verlegen, so würden die Köpfe der Pflasterklötze rund werden und sogen. Kugelköpfe bekommen; hierdurch wäre gleichfalls die Zerstörung eingeleitet. Es kommt also darauf an, ein hartes Holz zur Pflasterung zu verwenden, welches sich gar nicht oder sehr wenig ausdehnt; dies trifft für Tallowwood zu. Die Tallowwoodpflasterklötze können daher fugenlos verlegt werden, es empfiehlt sich nur zur größeren Sicherheit an den Begrenzungen des Pflasters Ausdehnungsfugen vorzusehen; wird noch durch die Einlegung einer Ausgleichschicht, der Feinschicht, sowie durch Klötze von genau gleicher Höhe, eine völlig gleiche Oberfläche des Pflasters erzielt, so sind hierdurch die vorgenannten Zerstörungsursachen behoben und die Vorbedingungen für ein dauerhaftes, den obengenannten Ansprüchen entsprechendes Pflaster gegeben. Im nachstehenden ist die Herstellung eines zweckmäßigen Tallowwoodpflasters in seinen Einzelheiten beschrieben.

Das Pflaster erhält als Unterlage eine Betonsohle von mindestens 18 cm, und, sofern ein Straßenbahngleis in Frage kommt, von mindestens 25 cm Stärke innerhalb des Straßenbahnkörpers. Diese Betonsohle wird aus Beton in einem Mischungsverhältnis von 1 cbm Kies auf eine Normaltonne Portlandzement (1 : 8) hergestellt. Auf die Betonsohle wird eine $1^1/_2$ bis 2 cm starke, genau abgezogene Feinschicht (Estrich) aus einem Teile Zement und drei Teilen feinem Sand aufgebracht, um die Oberfläche des Betonkörpers genau profilmäßig auszugleichen. An den Fußwegkanten werden bei Ausführung der Pflasterung 3—5 cm breite Ausdehnungsfugen vorgesehen, welche nach dem Versetzen der Holzklötze auf ihre ganze Höhe mit plastischem Ton ausgefüllt werden und ähnlich wie die beweglichen Auflager einer Brücke, eine Ausdehnung des Pflasterkörpers zulassen. Die Holzklötze werden genau nach ihrer Stärke sortiert und an einer Längsseite wie an einer Querseite in ihrer ganzen Höhe intensiv in eine im wesentlichen aus Goudron und leichtflüchtigen ätherischen Oelen hergestellte Eintauchmasse getaucht. Darauf werden sie schnell an die vorher ausgeführte Klotzreihe angepreßt, so daß die Goudronklebmasse die Fugen zwischen den einzelnen Klötzen völlig ausfüllt und beim Anpressen ein Teil der Masse noch oben aus den Fugen herausgepreßt wird. Die Oberfläche des Pflasters muß eine völlig gleichmäßige Fläche bilden; Holzklötze, welche an der Pflasteroberfläche zu hoch oder zu tief stehen, sind herauszunehmen und durch besser passende zu ersetzen. Die Oberfläche der Holzklötze neben den Schienen muß 1—2 mm höher als die Schienenoberkante liegen, um die zerstörenden Wirkungen der sonst von den Schienen auf das Pflaster fallenden Wagenräder zu beheben. Die Pflasterungsreihen, welche an den Schienen entlang stehen, müssen vom Schienenkopf mindestens $^1/_2$ cm entfernt sitzen und dürfen denselben keinesfalls berühren, damit die Beweglichkeit von Schienen gegen das Pflaster gewahrt wird. Der Zwischenraum zwischen Schienenkopf, Schienensteg und Holzpflaster wird zweckmäßig mit einer Zementmischung 1 : 2 ausgegossen. An den Bordsteinkanten werden die Holzklötze nicht senkrecht zur Straßenrichtung gelegt, sondern es werden zur Begrenzung der Ausdehnungsfugen an dieser Stelle zwei längslaufende Klotzreihen angeordnet. Nach fertiggestellter Verlegung der Holzklötze in der geschilderten Weise werden diese mit der ziemlich hoch erhitzten und durch weiteren Zusatz leichtflüchtiger ätherischer Oele verdünnten Eintauchmasse überstrichen und auf den Abstrich noch in warmem Zustand eine kleinkörnige, etwa erbsengroße Sandschicht von 1 cm Höhe gestreut. Durch den Straßenverkehr werden diese kleinen Sandteile zertrümmert und mit Hilfe der überstehenden Goudronschicht und des noch besonders aufgebrachten Ueberstriches in die etwa noch offenstehenden kleinen Fugen eingepreßt. Hierdurch ist die Gewähr dafür gegeben, daß sämtliche Fugen zwischen den Klötzen auch tatsächlich mit einem elastischen Bindemittel ausgefüllt sind. Die Holzklötze erhalten im allgemeinen eine Höhe von 8, 9 oder 10 cm. Der zu pflasternden Straße wird

eine Querneigung von 1 : 100, und bei geringem Längsgefälle von 1 : 80 gegeben.

Fig. 6a.

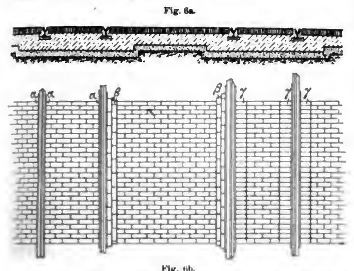


Fig. 6b.

Fig. 6a und 6b. Holzpflasterstraße mit Einbau der Straßenbahnschienen.

Die Straßen größerer Städte haben vielfach auch noch den Straßenbahnverkehr aufzunehmen, es ist daher bei der andauernden Zunahme der Achslasten und der Fahrge-

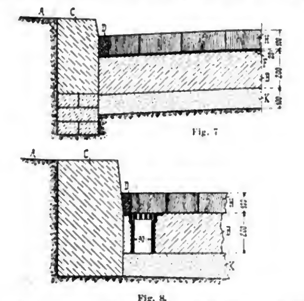


Fig. 7

Fig. 8.

A Fußweg, B Beton, C Bordstein, D Dilatationsfuge, F Feinschicht, H Holzpflaster, K Kiesbett

Fig. 7. Abschluß des Holzpflasters gegen den Bordstein.

Fig. 8. Entwässerung der Oberfläche des Betons der Holzpflasterstraßen.



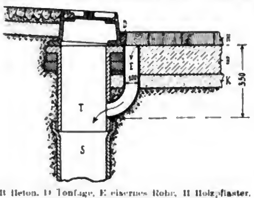
Schnitt a—b.

Fig. 13.

Fig. 12.

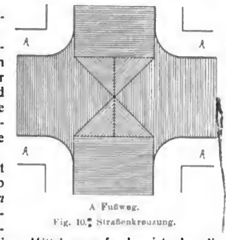
B Beton, Bl 6 mm starke Bleche, Dr Drainierrohre, H Holzpflaster, K Kiesbett, Sch Schleuse.

schwindigkeit der Verlegung des Straßenbahngleises und dem Anschluß des Straßenpflasters an dasselbe besondere Beachtung zu schenken. Sowohl für die *Einbettung* wie für die *Umfassung des Eisenbahngleises* bildet wieder Tallowwood ein zweckmäßiges Material, wie bereits *Dietrich*[5]) hervorgehoben hat. Das Straßenbahngleis darf weder eine zu nachgiebige noch eine ganz unnachgiebige Unterlage erhalten; im ersteren Falle wird sich das Gleis infolge der Straßenbahnachslasten senken und tiefer als das umliegende Pflaster zu liegen kommen, daher durch die Straßenfuhrwerke stoßartig beansprucht werden, sobald die nachgiebige Schicht infolge der Zusammenpressung unelastisch geworden ist; im zweiten Falle aber treten Stoßwirkungen auf die unnachgiebige Unterlage infolge der hinüberrollenden Straßenbahnachslasten ein, weil genaues Aufliegen der Schiene auf der Unterlage nie zu erzielen ist, die Zerstörung der Unterlage wirkt bald nachteilig auf die Lage des Gleises ein, wodurch naturgemäß die Stoßwirkungen verstärkt werden. Es hat den Anschein, als ob durch *Einlegung von Tallowwoodklötzen* zwischen Schiene und Unterlage hier der richtige *Mittelweg* gefunden ist, der die Nachteile der beiden sich grundsätzlich gegenüberstehenden Straßenbahngleis-Anordnungen vermeidet.



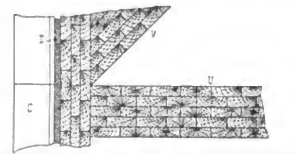
B Beton, D Tonfuge, E eisernes Rohr, H Holzpflaster, K Kiesbett, S Sinkkasten, T Tonrohr.

Fig. 9. Entwässerung des Betons an der Rinne.



A Fußweg.

Fig. 10. Straßenkreuzung.



C Bordschwelle, D Tonfuge, U Anordnung des Pflasters bei wagerechter Lage, V desgl. bei Steigung.

Fig. 11.

In den Fig. 6—13 sind Ausführungen von Straßenpflasterungen unter Verwendung von Tallowwood zur Darstellung gebracht.

[5]) Dr.-Ing. *Max Dietrich*, Die Entwicklung des Straßenbahngleises infolge Einführung des elektrischen Betriebes (Doktoringenieur-Dissertation). Berlin 1906. S. 45 u. 46 u. Abb. 234, 235, 236, 237, 238 u. 240.

Fig. 6a und 6b zeigen eine Holzpflasterstraße mit Einbau von Straßenbahnschienen, die in verschiedener Weise (Ausführung α, β und γ) eingefaßt sind. In Fig. 7 bis 9 sind Einzelheiten zu vorstehenden Systemskizzen dargestellt und zwar in Fig. 7 der Abschluß des Holzpflasters gegen den Bordstein, in Fig. 8 und 9 die Entwässerung des Betons. Fig. 10 bringt die Systemskizze der Pflasterung einer Straßenkreuzung, Fig. 11 eine Einzelheit einer derartigen Anordnung. Die Oberflächenentwässerung des Betons mittels Kiesgräben und Drainagerohren nach einem in der Mitte der Straße liegenden städtischen Entwässerungskanal ist in Fig. 12 und 13 durch Querschnitt und Längsschnitt zur Darstellung gebracht. Außerordentlich interessant ist die durch Tab. 6 und Fig. 14 gegebene Darstellung über vom Tiefbauamt Leipzig ausgeführte Pflasterungen nach Umfang der verschiedenen Pflasterarten sowie ihrer Kosten für Herstellung, Unterhaltung und Reinigung; es geht aus der Darstellung hervor, daß von den letzten drei unter eine Gruppe zu fassenden Pflasterarten — Asphaltpflaster, Weichholzpflaster und Tallowwoodpflaster — das letzte trotz höherer Beschaffungskosten sich infolge niedriger Unterhaltungskosten und langer Nutzungsdauer den beiden anderen Pflasterarten gegenüber technisch und wirtschaftlich überlegen zeigen muß. Durch Fig. 15a, 15b, 15c wird die Einbettung von Straßenbahnschienen in Asphaltpflaster unter Verwendung von Tallowwoodpflaster-Querreihen (Fig. 15a und b) bezw. Längsreihen (Fig. 15c) erläutert; der Schienenfuß ist dabei in Asphaltguß gebettet, der sich wiederum gegen den ihn rings umgebenden Beton preßt. Fig. 16a und 16b zeigt außer der Umfassung der Straßenbahnschiene durch Tallowwoodpflasterreihen die Auflagerung des Schienenfußes auf Tallowwoodklötzen, die mit der Hirnholzseite den Schienenfuß berühren, in Fig. 17a und 17b ist eine ähnliche Anordnung dargestellt, bei der jedoch der Schienenfuß durch Tallowwoodlanghölzer gestützt wird. Sowohl bei der Anordnung in Fig. 16a und 16b wie bei der in Fig. 17a und 17b wird gutes Aufliegen des Schienenfußes auf der Holzunterlage durch Tallowwoodkeile erreicht. Bei Straßenbahnweichen ist in gleicher Weise wie bei Eisenbahnweichen der Zungendrehpunkt und das Herzstück infolge der unvermeidlichen Schläge der Abnutzung sehr ausgesetzt; man hat die Stoßwirkung an diesen Stellen durch Unterlegung von Tallowwoodholzplatten unter die eisernen Grundplatten in sinnreicher Weise herabgemindert (Fig. 18). Höchst bemerkenswert ist ferner die Einbettung des Straßenbahngleises in die Tallowwoodpflasterfahrbahn der im Bau befindlichen Rheinbrücke zwischen Ruhrort und Homberg, die durch die Fig. 19 und 20 dargestellt ist. Der Schienenfuß wird hierbei zur Unterstützung in

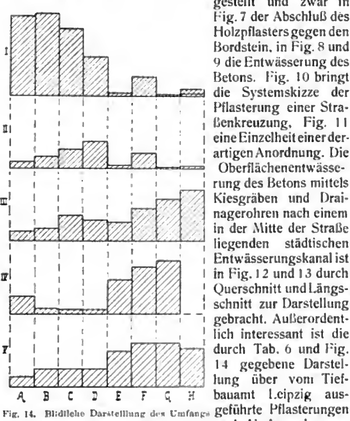


Fig. 14. Bildliche Darstellung des Umfangs der verschiedenen Pflasterarten, sowie der Kosten für Herstellung, Unterhaltung und Reinigung. (s. auch Tab. 6.)

Tabelle 6.

Vergleich der verschiedenen Pflasterarbeiten nach Umfang, sowie Kosten für Herstellung, Unterhaltung und Reinigung.

Bedeutung der Werte		Holzart A Makadam	B Bruchsteinpflaster	C Bossiertes Pflaster	D Schlakkensteinpflaster	E Zementmakadam	F Asphalt	G Weichholzpflaster	H Australisch. Hartholzpflaster	Reihe (siehe Fig 14)
Umfang der Pflasterarten am Schlusse des Jahres 1901	Gesamt-qm	778 000	801 100	650 100	375 200	21 310	226 700	3400	17 480	I
	Anteil in v. H.	27,2	28,0	22,7	13,1	0,7	7,9	0,1	0,3	
In den Jahren 1892—1901 hergestellte Flächen	Gesamt-qm	55 300	109 500	179 000	258,5000	21 310	144 400	3230	7480	II
	Anteil in v. H.	7,1	14	22,9	33,2	2,7	18,7	0,4	1,0	
Herstellungskosten*) der verschiedenen Pflasterarten für 1 qm Fläche in M.		4,50	5,75	12,50	10,10	8,90	16.00	17,50	19,50	III
Unterhaltungskosten der verschiedenen Pflasterarten für 1 qm und 1 Jahr	Gesamt-qm	21	5	4	4	41**)	58	65	Für die seit 1896 mit Hartholz befestigten Straßen sind bis jetzt keine Unterhaltungskosten entstanden.	IV
	in v. H. der Herstellungskosten	4,6	0,7	0,3	0,4	4,6	3.6	3,8	0	
Jährliche Reinigungskosten für 1 qm		12,3	21,7	21,7	21,7	43,8	54	54	45	V

*) Für die Holzarten B - D bei Herstellung auf 15 cm hoher Knackbettung. Für C und D kommt seit 1900 ein Unterbau von 18 cm Packlage, 12 cm Knack und 6 cm Sand zur Ausführung. Für Holzart F gilt der Preis für Straßen ohne Straßenbahnen.

**) Unterhaltungskosten der Elsterstraße.

einer flachen Rinne der Betonunterbettung gelagert und mit Asphaltmasse untergossen. Bei einem zweiten Vorschlage wird er mittels eiserner Unterlagsplatten und

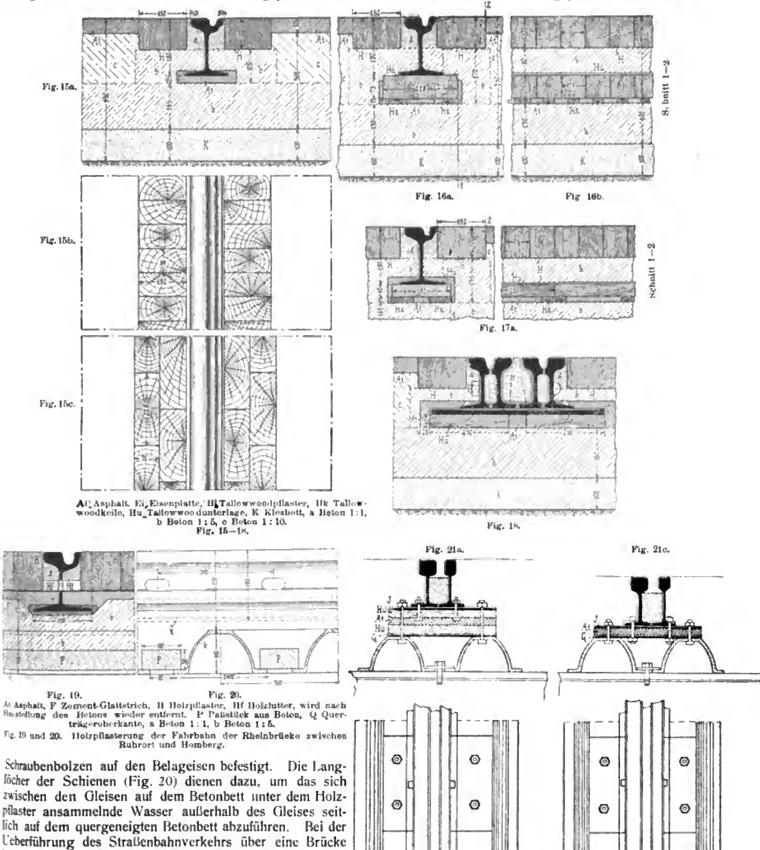


Fig. 15a. Fig. 15b. Fig. 15c. Fig. 16a. Fig. 16b. Fig. 17a. Fig. 18.

At Asphalt, Ei Eisenplatte, H Tallowwoodpflaster, Hk Tallowwoodkeile, Hu Tallowwoodunterlage, K Kiesbett, a Beton 1 : 1, b Beton 1 : 5, c Beton 1 : 10.
Fig. 15—18.

Fig. 19. Fig. 20.
At Asphalt, F Zement-Glattstrich, H Holzpflaster, Hf Holzfutter, wird nach Herstellung des Betons wieder entfernt, P Paßstück aus Beton, Q Querträgeroberkante, a Beton 1 : 1, b Beton 1 : 5.
Fig. 19 und 20. Holzpflasterung der Fahrbahn der Rheinbrücke zwischen Ruhrort und Homberg.

Fig. 21a. Fig. 21b. Fig. 21c. Fig. 21d.
At Asphalt-Filzplatte, G Konstruktions-Auflagerplatte, Hu Tallowwoodplatte, J Schienenfußplatte.
Fig. 21a—21d. Fahrbahn der Neckarbrücke in Heidelberg.

Schraubenbolzen auf den Belageisen befestigt. Die Langlöcher der Schienen (Fig. 20) dienen dazu, um das sich zwischen den Gleisen auf dem Betonbett unter dem Holzpflaster ansammelnde Wasser außerhalb des Gleises seitlich auf dem quergeneigten Betonbett abzuführen. Bei der Ueberführung des Straßenbahnverkehrs über eine Brücke ist außer der Verminderung der Stoßwirkungen auch eine Abdämpfung des während des Hinüberrollens der Straßenbahnwagen entstehenden Geräusches sehr erwünscht. Eine derartige stoßvermindernde und schalldämpfende Anordnung ist für die neue Neckarbrücke in Heidelberg in Vorschlag gebracht und in ihren Einzelheiten aus den Fig. 21 a bis 21 d ersichtlich.

Die Fig. 6 a bis 21 c haben uns verschiedene Anwendungsmöglichkeiten des Tallowwood im Straßenbau gezeigt. Infolge der mehrfach hervorgehobenen besonderen Eigenschaften hat sich das Tallowwood immer mehr das Feld erobert und nur wenige deutsche Großstädte dürfte es geben, die nicht einzelne und sei es nur versuchsweise mit Tallowwood gepflasterte Straßen aufzuweisen hätten. Jahrelange Erfahrungen einzelner Großstädte (z. B. Leipzig, Dresden, Berlin, Bremen, Charlottenburg, Frankfurt a. M., Nürnberg, Karlsbad) sind außerordentlich günstig ausgefallen und haben den Anlaß zu weiterer Einführung des Tallowwoodpflasters gegeben.

Graphodynamische Untersuchung einer Heusinger-Joy-Steuerung.

Ein Beitrag zur Erkenntnis der Bewegungsverhältnisse der Steuerungsgetriebe.

Von Dipl.-Ing. **Eduard Dafinger**, München.

(Fortsetzung von S. 217 d. Bd.)

Fig. 33. K_0 ist die Trägheitskraft der Stange IK. Es soll die Verteilung dieser Kraft auf die Gelenkpunkte K, I, H, L, M, N und O bestimmt werden. Die Richtungen der Kräfte H_k, L_k, M_k, N_k und O_k sind die gleichen und werden nach denselben Gesichtspunkten bestimmt wie in der vorigen Figur. Die Richtung von I_k ist noch zu bestimmen. I_k greift mit den Kräften H_k und L_k an der Schubstange IL an. Damit diese im Gleichgewicht ist müssen sich die Richtungen der drei Kräfte I_k, H_k und L_k in einem Punkte schneiden. Der Schnittpunkt der beiden bekannten Richtungen von H_k und L_k ist U. Somit ist UI die Richtung von I_k. I_k und K_0 sind Kräfte der Stange KI, die sich im Punkte Q schneiden. Da die Stange im Gleichgewicht ist, muß die dritte an IK angreifende Kraft K_k durch diesen Schnittpunkt Q gehen. Man versetzt deshalb K_0 nach Q und zerlegt es in die beiden Komponenten K'_k und I'_k. K'_k wird nach K verlegt die gesuchte Kraft K_k sein. I'_k im Punkte I angreifend ist die Kraft I_k und wird nach H und L weitergeleitet. Man verlegt deshalb I_k nach U und zerlegt es in die Komponenten H'_k und L'_k. H'_k wird nach versetzt und gibt die von der Kulisse aufgenommene Kraft H_k. L_k nach L verlegt ist die Gelenkkraft L_k, die jedoch nach M und N weitergeleitet wird. Man zerlegt L_k als L''_k im Punkte Z in die beiden Komponenten M'_k und N''_k. Erstere nach M versetzt ist die gesuchte Kraft M_k, und letztere verlegt man nach N und O. Das gibt die beiden Kräfte N_k und O_k. O_k wird vom Kreuzkopf aufgenommen. Die gesuchten Kräfte an den Gelenken sind somit K_k, I_k, H_k, L_k, M_k, N_k und O_k.

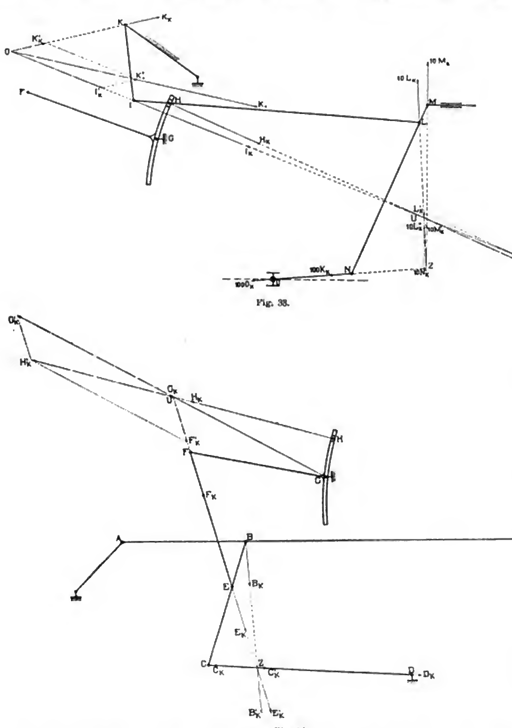


Fig. 33.

Fig. 34.

Gemäß den Konstruktionen in den Fig. 29—32 wird an jedem Gelenkpunkte eine an ihm angreifende materielle Kraft gefunden. Werden diese Einzelkräfte an jedem Punkt geometrisch addiert, so erhält man resultierende Kräfte, die die Massenwirkungen der Stangen IK, IL, MN und NO ersetzen. Die Resultierende im Punkte O wird vom Kreuzkopf aufgenommen und wird da Arbeit spendend oder aufzehrend wirken. Die Resultierende im Punkte H, die mit H_k bezeichnet sei, wird durch das übrige Getriebe nach der Kurbel hin weitergeleitet. In welcher Weise dies bis zu dem auf der Triebstange liegenden Punkte B geschieht, soll in der folgenden Figur gezeigt werden.

Fig. 34. Die Kraft H_k ist gegeben und wird durch das Getriebe $G\ F\ E\ D\ B$ nach B übertragen. Die dabei in den einzelnen Gelenkpunkten auftretenden Kräfte sollen bestimmt werden. H_k greift im Punkte H an dem um G drehbaren System des Hebels FG und der Kulisse GH an, und wird im Punkte F durch die Stange FE weitergeleitet. Diese Stange kann nach E

hin nur eine Kraft in ihrer Richtung FE übertragen. Damit das System FGH im Gleichgewicht ist, müssen die Richtungen von F_k, G_k und H_k sich in einem Punkte schneiden. Man bringt deshalb die beiden bekannten Richtungen von F_k und H_k zum Schnitt und verbindet diesen Schnittpunkt U mit G. UG ist die Richtung von G_k. Man verlegt die Kraft H_k nach U und zerlegt sie hier in die beiden Richtungen UG und UF. Die erhaltenen Komponenten werden nach G und F versetzt, in welchen Punkten sie die gesuchten Kräfte G_k und F_k sind. F_k wird ihrer ganzen Größe nach durch die Stange FE nach E übertragen und ist in diesem Punkte die Kraft E_k. Von E wird die Kraft weitergeleitet nach C und B. Die Richtung der Kraft C_k kann nur die Stange CD selbst sein, da CD um D frei drehbar ist. Somit muß die Richtung der dritten an CB angreifenden Kraft B_k durch den Schnittpunkt Z der Richtungen der beiden anderen gehen. Man verlegt die Kraft E_k nach Z und zerlegt sie in die beiden Komponenten B'_k und C'_k. Erstere nach B verlegt ist die Kraft B_k, und letztere nach C und D versetzt gibt die Kräfte C_k und D_k. Danach sind die Kräfte in den Gelenkpunkten, die durch Weiterleiten der Kraft H_k nach B auftreten: G_k, F_k, E_k, C_k, D_k und B_k.

Fig. 35.

Fig. 35. K_0 ist die Trägheitskraft des um G rotierenden Systems des Hebels FG mit der Kulisse GH. Diese Trägheitskraft setzt sich abweichend von der Fig. 29b aus drei Komponenten zusammen, die einzeln nach Fig. 28 bestimmt werden; nämlich aus der Trägheitskraft des Hebels FG und aus den beiden Trägheitskräften der zwei Kulissenhälften. K_0 ist die Resultierende dieser drei Komponenten und damit die Trägheitskraft des ganzen Systems von Hebel und Kulisse. Man begeht dabei keinen merklichen Fehler, wenn man die Kulissenkrümmung vernachlässigt und sich den Kulissenbogen durch eine Gerade ersetzt denkt, auf der die Masse der Kulisse gleichmäßig verteilt ist. In der vorliegenden Figur ist K_0 gegeben, und es soll die Verteilung dieser Kraft auf die Gelenkpunkte des Getriebes $GFECDB$ untersucht werden. Von E nach F kann nur durch die Stange FE eine Kraft übertragen werden, weshalb EF die Richtung von F_k sein muß. Man verlegt deshalb K_0 nach dem Schnitt U von K_0 mit der Richtung von F_k. Durch diesen Schnittpunkt U muß die Richtung der Kraft von G_k gehen, damit das System FGH im Gleichgewicht ist. im Punkte U wird $K'_0 = K_0$ in die beiden Komponenten F'_k und G'_k zerlegt, die in ihren Richtungen nach F und G versetzt die gesuchten Kräfte F_k und G_k geben. F_k wird durch die Stange FE nach E übertragen, weshalb $E_k = F_k$ ist. Die Kraft E_k wird nach B und C weitergeleitet. Wie in Fig. 35 kann auch hier C nur eine Kraft aufnehmen von der Richtung CD, weshalb man E_k bis zum Schnitt Z mit dieser Richtung verlegt und da in die Komponenten C'_k und B'_k zerlegt. C'_k nach C und D versetzt gibt die gesuchten Kräfte C_k und D_k. B'_k, dessen Richtung durch ZB bestimmt ist, wird nach B versetzt und ist hier die Kraft B_k. Es sind dann G_k, F_k, E_k, C_k, D_k und B_k die gesuchten Kräfte, die von der dynamischen Wirkung des bewegten Systems FGH herrühren.

Fig. 36.

Fig. 36. Gegeben ist die Trägheitskraft K_0 der Stange EF. Es soll die Verteilung derselben auf die Gelenkpunkte G, F, E, C, D und B bestimmt werden. Damit

die Stange EF im Gleichgewicht bleibt, müssen die drei Kräfte E_k, K_0 und F_k sich in einem Punkte schneiden. Die Richtung der Kraft F_k kann nur der Hebel FG sein, denn FG ist um G frei drehbar und deshalb kann F nur eine Kraft in Richtuug FG aufnehmen und nach G weiterleiten. Man verlegt K_0 nach dem Schnittpunkt N mit der Richtung von F_k, und zerlegt es in die Komponenten F'_k und E'_k. Erstere wird nach F und G versetzt und gibt

Fig. 37.

Fig. 38.

die Kräfte F_k und G_k. Letztere wird in ihrer Richtung nach E verlegt, an welchem Punkte sie die Kraft E_k darstellt. Wie in Fig. 34 und 35 wird E_k nach C und B weitergeleitet. Die Richtung von C_k ist wieder durch die Linie CD vorgeschrieben, weshalb man E_k nach dem Schnittpunkt Z der Richtung von E_k und der Richtung

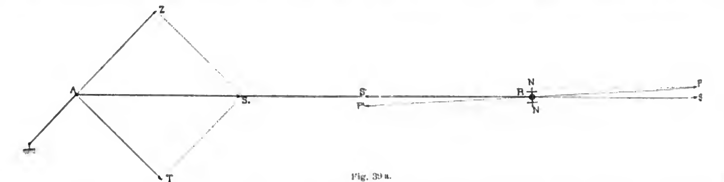


Fig. 39 a.

von C_k verlegt. Die Richtung der Kraft B_k muß dann ZB sein. Man zerlegt $E'_k = E_k$ in die beiden Komponenten C'_k und B'_k, die nach C, D bezw. B verlegt die gesuchten Kräfte C_k, D_k und B_k geben.

Fig. 37. K_0 ist die Trägheitskraft des Hebels CD. Es soll die Uebertragung derselben nach dem Punkte B bestimmt werden. Die im Gelenk C auftretende Kraft muß durch die Stange BC nach B weitergeleitet werden. Es kann also C nur eine Kraft in der Richtung BC aufnehmen. Damit die Stange CD im Gleichgewicht ist, muß die Richtung der dritten Kraft D_k durch den Schnittpunkt U der beiden andern Kraftrichtungen gehen. Man zerlegt $K'_0 = K_0$ im Punkt U in die beiden Komponenten C'_k und D'_k nach den Richtungen UC und UD. C'_k und D'_k nach C und D verlegt geben die gesuchten Kräfte C_k und D_k. C_k wird durch die Stange BC nach B weitergeleitet und greift an diesem Punkte als die gesuchte Kraft B_k an.

Fig. 38. Gegeben ist die Trägheitskraft K_0 der Stange BC. Es soll die Uebertragung dieser Kraft nahe dem Punkte B bestimmt werden. Der Hebel CD kann nur eine Kraft in der Richtung CD aufnehmen, da er um D frei drehbar ist. Die Richtungen von K_0 und C_k schneiden sich im Punkte U, durch den auch die Richtung von B_k gehen muß wenn CD im Gleichgewicht sein soll. Man verlegt K_0 nach U und zerlegt es in die beiden Komponenten C'_k und B'_k, die in ihren Richtungen nach C und B verlegt die gesuchten Kräfte C_k und B_k sind. C_k wird durch die Stange CD nach D weitergeleitet und von diesem festen Punkte als die Kraft D_k aufgenommen.

In den vorstehenden Fig. 30—38 wurden die an den Gelenken, Drehpunkten und der Kulisse angreifenden Kräfte bestimmt, welche die dynamische Wirkung einer Stange eines Hebels oder wie in Fig. 34 eines Teils des Steuerungsgetriebes ersetzen. Es ergaben sich an jedem Punkte eine Reihe von Einzelkräften, die nicht immer die gleiche Richtung haben. Durch geometrische Addition der Einzelkräfte wird an jedem der betreffenden Punkte eine resultierende Kraft gefunden, die von der Massenwirkung des ganzen bewegten Steuerungsgetriebes, ausschliesslich der Schieberstange und des Schiebers herrührt. Diese letztere soll in einer späteren Figur für jeden Gelenkpunkt eigens bestimmt werden, da sie als die grösste vorkommende Massenkraft ein besonderes Interesse beanspruchen kann. — Obwohl Kurbel und Kreuzkopf nicht mehr zum Steuerungsmechanismus gerechnet werden können, liegt doch die Beantwortung der Frage nahe, wie sich die Gelenkkraft in B auf Kurbel und Kreuzkopf verteilt. An beiden sind bereits Kräfte vorhanden, und zwar am Kreuzkopfzapfen die Kolbenkraft, die in O angreifende Massenkraft

O_k, die Massenkraft des Kolbens und andere. Die Resultierende P all dieser Kräfte, die mit dem Namen Kreuzkopfkraft bezeichnet sei, wird von der in B angreifenden Kraft B_k unabhängig sein. An der Kurbel wirkt die durch die Schubstange vom Kreuzkopf her übertragene Stangenkraft S. Es ist deshalb zu untersuchen in welcher Weise diese Kräfte P und S durch die dynamische Wirkung der Steuerung eine Aenderung erleiden.

Es sei in Fig. 39a P die Kreuzkopfkraft und $S = S_0$ die Stangenkraft, die sich am Kurbelzapfen in den Zapfendruck Z und die Drehkraft T zerlegt. Der Kreuzkopf ist nur dann im Gleichgewicht, wenn die Summe P' der Reaktionen am Kreuzkopf gleich der Kraft P ist. Diese Kraft P ist von einer an der Triebstange angreifenden Kraft unabhängig und da P' stets $= P$ sein muß, wird auch P' durch B_k nicht beeinflußt. Dies ist nur der Fall, wenn die von B_k herrührende an R angreifende Kraft ein Normaldruck ist, also senkrecht zur Gleitbahn steht.

Fig. 39b. Gegeben ist die an B angreifende Kraft B_k. Es soll die Verteilung von B_k nach A und R untersucht werden. Damit die Triebstange im Gleichgewicht ist, müssen die drei Kräfte A_k, B_k und R_k sich in einem Punkte schneiden. Die Richtung von R_k ist nach Fig. 39a gegeben, und ist ein Lot im Punkte R zur Kreuzkopfgleitbahn. Man verlängert deshalb B_k bis zum Schnitte U mit der Richtung von R_k und zerlegt in U die Kraft B'_k in die beiden Komponenten A'_k und R'_k, die nach A und R verlegt, dort die gesuchten Kräfte A_k und R_k geben.

Fig. 39b.

*) Fig. 40. Es erübrigt nun noch die dynamische Wirkung der auf einer geraden Bahn bewegten Massen des Schiebers und der Schieberstange auf die Gelenkpunkte der Steuerung zu bestimmen. Wie schon erwähnt, soll diese Aufgabe eigens behandelt und die hierbei gefundenen Werte gesondert angegeben werden um den Einfluss dieser größten vorkommenden Trägheitskraft erkennen zu können.

Gegeben ist $K_0 = M \cdot M_j$, wobei M die Masse von Schieber und Schieberstange und M_j die Beschleunigung dieser Masse ist. Es wird zuerst die Richtung von L_k bestimmt, die derart sein muß, daß sie durch den Schnittpunkt U der aus den Erläuterungen in Fig. 30 bekannten Richtungen der Kräfte I_k und H_k gehen muß; denn nur dann läßt sich in U die Kraft L'_k nach diesen Richtungen zerlegen. Die Richtung der Kraft N_k kann nur die Linie NO sein, da der Hebel NO um O frei drehbar ist. Die Richtungen NO und UL schneiden sich im Punkte W,

Fig. 40.



der mit dem Punkt M verbunden die Richtung der Kraft K'_0 gibt, die nach L und N ohne Störung des Gleichgewichtes weitergeleitet werden kann. K_0 wird in die beiden Komponenten K'_0 und K''_0 zerlegt. Die letztere wird von der Schieberstangenführung aufgenommen. Die erstere K'_0 wäre nach dem Schnittpunkte W zu verlegen und da in zwei Komponenten von den Richtungen WL und WN zu zerlegen, die ihrerseits wieder nach L und N versetzt die Kräfte L_k und N_k geben würden. Der Schnittpunkt W liegt aber im allgemeinen sehr weit entfernt und die Zerlegung von K'_0 in W würde ein ungenaues Resultat liefern, da die Richtungen der Komponenten sich sehr flach schneiden. Aus diesem Grunde ist hier die rechnerische Behandlung der Konstruktion von L_k und N_k vorzuziehen. Um L_k zu bestimmen, fällt man von N das Lot Nm auf die Richtung von L_k und das Lot Nn auf die Richtung von K'_0. Dann muß sein:

$$L_k = K'_0 \cdot \frac{Nn}{Nm}.$$

Um N_k zu bestimmen, fällt man von L das Lot Lq auf die Richtung von N_k und das Lot Lr auf die Richtung von K'_0. Dann muß sein:

$$L_k = K'_0 \cdot \frac{Lr}{Lq}.$$

N_k wird durch die Mitnehmerstange NO nach O weitergeleitet und ist im Punkte O angreifend die Kraft O_k. L_k wird nach H und I übertragen. Man verlegt deshalb L_k nach U und zerlegt es in die beiden Komponenten H'_k und I_k. Letztere wird nach I versetzt die Kraft I_k geben, die durch die Hängestange KI nach K weitergeleitet wird und in K angreifend die Kraft K_k ist. Die am Stein H wirkende Kraft H_k wird von der Kulisse aufgenommen und durch das Getriebe $GFECDB$ nach B übertragen. In welcher Weise dies geschieht, ist in Fig 34 gezeigt. Die weitere Verteilung der im Punkt B angreifenden Kraft auf Kurbelzapfen und Kreuzkopf wird nach Fig. 39b durchgeführt.

(Fortsetzung folgt)

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Lichtrelais. (*Korn.*) Das zur Fernphotographie benutzte Instrument hat den Zweck, den Schwankungen eines elektrischen Stromes entsprechende Schwankungen der Intensität eines Lichtstrahles zu erzielen. Hierzu wird ein Strahlenbündel rechtwinklig durch zwei parallele Pole eines kräftigen Hufeisenmagneten hindurch geleitet. In diesen Weg ist zwischen den Polen ein Aluminiumplättchen eingeschaltet, welches an zwei parallel gespannten dünnen Metallfäden oder besser Metallbändchen (Dicke 0,01 mm, Breite 0,25 mm, Länge 60 mm) befestigt ist. Durch diese Metallfäden wird ein Strom geleitet; je nach dessen Stärke wird dann das Metallblättchen aus dem Gang der Lichtstrahlen hinausbewegt und hierdurch die Intensität des Strahlenbündels entsprechend verstärkt. Die austretenden Lichtstrahlen kann man entweder durch mehrere Zylinderlinsen über eine Selenzelle ausbreiten und hierdurch deren Widerstand ändern oder auf einen bewegten Film wirken lassen, der infolgedessen nach dem Entwickeln entsprechend der Stromintensität geschwärzt erscheint. (Physikalische Zeitschrift, 1907, S. 18—19.) *Pr.*

Regler mit potenzierter Regulierfähigkeit. (*E. Wiki.*) Statische Regulatoren, wie sie z. B. als Leistungsregler bei Pumpwerks-Dampfmaschinen oder auch zur Betätigung des Zeigerwerks und der Auslösung der Fördermaschinenbremsen Verwendung finden, haben eine praktisch ausnutzbare Regulierfähigkeit von etwa 1 : 4 bis 1 : 5. Mit einer vom Verfasser beschriebenen Regleranordnung läßt sich bei Verwendung der gleichen Regulatoren eine Regulierfähigkeit von $1 : 4^2$ bis $1 : 5^2$ und noch mehr erreichen, in welchen Grenzen der Regulatorhub nahezu proportional mit der Umlaufzahl wächst, während bei der gewöhnlichen Einrichtung der Regulator auch bei großer Steigerung der Umlaufzahl keine merkliche Hubzunahme mehr zeigt. Verfasser schlägt die Verwendung zweier statischer Regulatoren beliebiger Bauart vor, deren Hülsen durch eine starre Stange verbunden sind. Unter Einhaltung bestimmter Uebersetzungsverhältnisse werden beide durch Riemscheiben angetrieben, die so gewählt sind, daß der eine der Regulatoren den steilsten Weg seines Hubes durchlaufen kann, bevor der andere sich merklich zu heben beginnt. Die Maschine steht also so gut wie ausschließlich unter der Einwirkung des ersten Regulators, bis sich ihre Umlaufszahl weiter steigert, wobei der Regulator nur noch unbedeutend steigen kann. Jetzt tritt der zweite Regulator in Tätigkeit, dessen ganzer Hub noch verfügbar ist, während die noch übrige kleine Hubbewegung des ersten Regulators nur günstig auf den Angriffspunkt des Reglergestänges, das die Zeigervorrichtung oder Bremse der Fördermaschine betätigt, wirken kann. Die Hube der Regulatoren dienen also hier *nacheinander* ihrem Zwecke, der auf einer Steigerung der Regulierfähigkeit im oben gekennzeichneten Sinne beruht. (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1907, Bd. 51 No. 3, S. 104/105.) *Br.*

Parabolspiegel mit elektrischem Glühlicht. (*Georg König.*) Zwei Bauarten des für die Fernbeleuchtung eingeführten Parabolspiegels sind bekannt, und zwar die als Glasspiegel mit Bogenlicht für Leuchttürme mit eigener Zentrale und die mit Glühlicht zur Kennzeichnung von Hafeneinfahrten und vertieften Fahrrinnen. Bei Glasspiegeln begnügt man sich wegen der einseitigen Lichtstrahlung des Gleichstrombogens mit dem geringen Nutzwinkel und wählt zugunsten der Helligkeit die Brennweite entsprechend größer; bei Metallspiegeln ermöglicht die durch Drücken erreichbare Spiegeltiefe den durch das schlechtere Spiegelungsvermögen des Metalls bedingten größeren Lichtverlust durch erhöhte Lichtsammlung wieder wettzumachen. Diese ungleichen Verhältnisse zwischen Spiegeltiefe und Brennweite fordern eine tiefere optisch-theoretische Betrachtung, in deren Verlaufe Verfasser zeigt, daß das *elektrische Glühlicht* als Leuchtfeuer im Vergleich zu den bisher meist gebräuchlichen Lampen vielseitige Vorteile aufweist, die es als optische Lichtquelle durch räumlich kleine Gestaltung des Glühkörpers zwecks Erzielung größerer Flächenhelle leicht geeignet machen. Aus den allgemeinen Bedingungen für den Eintritt der Spiegelung werden die zur Streuungsberechnung an parabolischen Spiegeln grundlegenden Gleichungen entwickelt und die Grundsätze der Helligkeitsberechnung aufgestellt. Nach Berechnung der Höchststreuungen ausgesuchter Lichtpunkte und deren Anwendung auf die *Nernstlampe* werden die Meridiankurven der günstigsten Flächenform gefunden und als für die Streuung und Helligkeit *günstigste Oberflächenform der Lichtquelle* gekennzeichnet. Die Helligkeit der Lichtgarbe wird in Abhängigkeit von den Abmessungen der optischen Anordnung gebracht und besonders für mehrere Stellungen und Formen des Glühlichts und für den Wechsel verschieden lichtstarker Lampen berechnet. Die Streuungsvorgänge und Helligkeitsberechnungen werden teils auf den Fall des Kreisparaboloids zurückgeführt, teils in gleicher Art neu ermittelt und an Hand eines ausführlichen Beispiels erläutert. Allgemein fand man, daß nur der Scheitelteil des Spiegels die Ränder der Lichtgarbe erhellen kann, während der vordere Teil eines tiefen Spiegels nur zur Erhöhung der Mittenhelligkeit beträgt, weshalb auch

eine nachträgliche Prüfung der Brennpunktlage sich nur auf den hinteren Spiegelteil zu erstrecken hätte. Andererseits muß es, besonders bei den wegen hoher Lichtsammlung erwünschten tiefen Spiegeln statthaft erscheinen, dem vorderen Teil des Spiegels durch sanfte Seitenpressungen, die vielleicht bei der Montage bewirkt werden, seine ursprünglich genaue Parabelform zu nehmen und dadurch den Einbau geteilter oder zusammengesetzter Spiegel gegenüber der sehr zeitraubenden genauen Montage zu erleichtern. (Elektrot. Zeitschrift 1907, S. 47—51.) *Br.*

Eisenbahnwesen.

Zur Elektrisierung von Eisenbahnen. (*Dawson.*) Zu dem unbefriedigenden Ergebnis der Einführung des elektrischen Betriebes auf der Metropolitan District Railway in London, das einerseits in einer Vergrößerung der Betriebskosten, andrerseits in dem Ausbleiben der erwarteten Verkehrssteigerung besteht, führt der Verfasser an, daß der erstere Mangel im wesentlichen seinen Grund in der Vermehrung der Bediensteten der Züge hat, da jetzt für jeden Wagen ein Begleiter vorhanden ist, während früher für den ganzen Zng einer allein verwendet wurde. Bezüglich des zweiten Mangels wird auf den Wettbewerb der elektrischen Bahnen und der Motor-Omnibusse hingewiesen; vor allem aber haben die zahlreichen Betriebsstörungen und Unfälle, die vielfach unzweifelhaft auf schlechtes Material und minderwertige Arbeit der amerikanischen Apparate zurückzuführen sind, eine Abneigung gegen das Unternehmen gezeitigt.

Demgegenüber weist der Verfasser darauf hin, daß eine Vorortbahn bei Dampfbetrieb mit einer Streckenlänge von 16 bis 32 km den Wettbewerb der Straßenbahnen und Motor-Omnibusse zu fürchten hat, bei elektrischem Betrieb sich jedoch wesentlich im Vorteil befindet. Die Gesellschaften sind daher in der Zwangslage, entweder auf ein einträgliches Geschäft zu verzichten oder vom Dampf zum elektrischen Betriebe überzugehen und die hierzu nötigen Mittel aufzuwenden. Für den elektrischen Betrieb der Londoner Vorortbahnen spricht ferner, daß die meisten Londoner Bahnhöfe Endbahnhöfe, sowie durch starken Verkehr überlastet sind und daß bei elektrischem Betrieb im dritten Teil der bei Dampfbetrieb nötigen Zeit ein Bahnsteig für einen neu einfahrenden Zug frei wird. Der elektrische Betrieb ist daher im Vorteil, selbst wenn eine Verminderung der Betriebskosten nicht erzielt wird; letzteres ist jedoch bei eigener Stromerzeugung oder angemessenem geringen Strompreise durch gute Verwaltung sicher zu erzielen.

Schließlich wird auf die ungünstige Bauart der Wagen mit zwei End- und einer Mitteltür hingewiesen, da die Türen bei starkem Verkehr zum schnellen Ein- nnd Aussteigen nicht genügen und sich daher Verlängerungen der Aufenthalte auf den Haltestellen und Verspätungen ergeben. Als wesentlich vorteilhafter wird demgegenüber die Bauart der Berliner und Hamburger Vorortbahnwagen der preußischen Staatsbahnen hingestellt. (The Electrical Review London, 1907, S. 88—89.) *Pr.*

Pufferstellung benachbarter Fahrzeuge in Eisenbahnzügen. (*Chabal & Beau.*) Die franz. Eisenbahngesellschaft Paris—Lyon—Méditerranée hat eine Reihe von Versuchen zur Bestimmung der in der Querrichtung zum Gleise stattfindenden gegenseitigen Verschiebung der aneinanderstoßenden Puffer zweier hintereinander im Zuge laufender Fahrzeuge angestellt, deren Ergebnis auf Diagrammtafeln verzeichnet ist. Die Verschiebung wurde selbsttätig auf einem Papierband aufgezeichnet dessen Trommel durch die Achse des Fahrzeuges in Drehung versetzt wird. Die Aufeinanderfolge der sehr erheblichen Verschiebungen stellt sich als eine Zickzackkurve dar. Die Versuchslinie weist gerade Strecken, Rechts- und Linkskurven und S-Kurven auf. Die Länge der Versuchsfahrzeuge betrug 12,94 m über die Puffer gemessen, und die Entfernung zweier äußerster Achsen 7,25 m. Die Geschwindigkeit war durch die scharfen Kurven auf 15—20 km/Std. beschränkt. Das Spiel zwischen Achsbuchsführungen und Achshaltern des Versuchswagens betrug jederseits 5 mm, das gleiche Spiel hatte die Achswelle in den Lagern. Aus den Kurven lassen sich folgende Hauptergebnisse ableiten:

1. Fährt ein Fahrzeug aus der Geraden in eine Kurve ein, so kann sich die Achse aus der geometrischen Lage (Achswellenmitte auf Gleismittelachse) um das ganze mögliche Spiel: Spielraum der Radflansche zwischen den Schienen, vermehrt um Spiel der Achswelle in den Lagern, vermehrt um Spiel der Achsbuchse zwischen den Achshaltern, verschieben.

2. Fährt ein Fahrzeug in eine stark gekrümmte Kurve ein (150 m Halbmesser) so wendet sich das Vorderende des Fahrzeuges der Außenschiene, das Hinterende der Innenschiene zu, die Verschiebung aus der geometrischen Lage ist gleich dem gesamten möglichen Spiel. (Revue générale des Chemins de fer 1906, Bd. II, S. 345—366.) *S.*

Eisenbeton.

Amtliche Vorschriften für Eisenbetonbauten. (*Haberkalt.*)

A. In Frankreich vom 20. Oktober 1906.

Die Belastungen sind für Brücken und Dächer ebenso anzunehmen, wie für Eisenkonstruktionen; für andere Bauten ist die ungünstigste Belastung zu ermitteln.

Die zulässigen Beanspruchungen sind:

bei *Betondruck*: 28 v. H. der Bruchfestigkeit des nicht armierten Betons nach 90 Tagen, bei umschnürtem Beton erhöht sich die Beanspruchung je nach Art der Umschnürung bis zu 60 v. H. der Bruchfestigkeit,

bei *Betonschub:* 10 v. H. der zulässigen Druckbeanspruchung,

bei *Eisenzug:* die Hälfte der Spannungen an der Elastizitätsgrenze.

Eine Reduktion der Spannungen bis zu 25 v. H. findet bei stark wechselnden Spannungen, Stößen, dynamischen Wirkungen und Vernachlässigung anderer schädlicher Einflüsse statt.

Eine bestimmte Rechnungsform ist nicht vorgeschrieben, doch soll sie nicht empirisch sein. Der Widerstand des Betons auf Zug ist nur bei Ermittlung der Formänderungen zu berücksichtigen, aber nicht bei der Spannungsberechnung.

Der Wert $n = \frac{E_e}{E_d}$ ist zu 8—15 anzunehmen.

Bei Plattenbalken ist die Plattenbreite mit dem dritten Teil der Spannweite einzuführen.

Eine Berechnung auf Zerknicken ist erforderlich, wenn die Höhe größer als das zwanzigfache der kleinsten Abmessung beträgt, hierbei ist die *Rankine*sche Formel zu benutzen.

B. In der Schweiz für Eisenbahnzwecke vom 15. Oktober 1906.

Es wird für Eisenbahnzwecke erhöhte Sicherheit verlangt, ähnlich wie es die Eisenbahndirektion Berlin vorschreibt. Ganz besonders wird Wert darauf gelegt, daß Zugrisse im Beton vermieden werden.

Die äußeren Kräfte sind bei Brücken und Dächern wie bei Eisenbauten, sonst nach Maßgabe der ungünstigsten Belastung zu ermitteln.

Für die Ermittlung der inneren Kräfte ist $n = 15$ anzunehmen, die Betonzugspannungen sind zu vernachlässigen, bei Plattenbalken ist ein Drittel der Spannweite als Plattenbreite einzuführen.

Die zulässigen Beanspruchungen sind:

a) für Hochbauten:

Betondruck . . .	30 kg/qcm,
Betonschub . . .	4 „
Eisenzug	1000 „

b) für Eisenbahnbauten:

Betondruck . . .	20 „
Betonschub . . .	3 „
Eisenzug	800 „

Außerdem ist die Zugbeanspruchung im Beton nachzuweisen, welche bei Hochbauten 30 kg/qcm, bei Eisenbahnbauten 20 kg/qcm nicht überschreiten darf.

Der Beton soll nach 28 Tagen eine Druckfestigkeit von 160 kg/qcm haben.

Während die Bestimmungen in der Schweiz bei Bemessung der zulässigen Inanspruchnahme unter den bisher für zulässig gehaltenen Zahlen bleiben, gehen die Bestimmungen in Frankreich weit über dieselben hinaus. Ein und derselbe Beton darf nach den neuen französischen Vorschriften bei Hochbauten mehr als doppelt, bei Eisenbahnbauten mehr als dreimal so stark wie in analogen Fällen in der Schweiz beansprucht werden.

Demgegenüber hat die Schweiz. Kommission für arm. Beton beschlossen, vorläufig keine Aenderung in den jetzt üblichen Vorschriften vorzuschlagen.

In beiden Vorschriften wird die Notwendigkeit vollkommenster Herstellung und scharfer Kontrolle betont. (Oesterr. Wochenschrift für öff. Baudienst 1907, S. 3—7 und 33—36.)

Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Elektrotechnik.

Steuerung von Motoren mittels elektromagnetisch bewegter Relais (*Cruse Rheydt*) wird nicht nur bei Gleichstromanlagen verwendet, sondern mit Vorteil auch in Wechselstrombetrieben. Hier dienen die Relais dann gewöhnlich zum Ein- bezw. Ausschalten von Transformatorwindungen, d. h. es werden selbsttätig betätigte Oelschalter verwendet.

Die Erregerspulen der Relais sind so bemessen, daß eine relativ geringe Stromstärke, vielleicht von einigen Ampere zu ihrer Betätigung genügt. Diese Relais werden dann in nächster Nähe der zu steuernden Maschine untergebracht, so daß die Starkstromkabel zwischen ihnen und der Maschine kurz werden, während einige dünne Drähte vom Führerstand zu den Relais führen.

Die Stärke des die Relaisspulen durchfließenden Stromes muß auf allen Stellungen möglichst gleich groß sein.

Die einfachste Schaltung wird man dann haben, wenn es sich nur um einen Motor handelt, bei dem das Ein- und Ausschalten, Anlassen und Regulieren der Geschwindigkeit durch Relais erfolgen soll. Zu diesen Schaltungen gehören folgende Hilfsapparate: Eine Schaltwalze, mit welcher die verschiedenen Relais betätigt werden. Eine der gewünschten Anzahl von Widerstandsstufen entsprechende Anzahl von Relais.

Weniger einfach ist die Schaltung dann, wenn zwei Motoren Verwendung finden sollen.

Für elektrische Vollbahnen finden jetzt vielfach die sogenannten Vielfachsteuerungen Verwendung, die derartig ausgebildet sind, daß jeder Wagen den für seine Motoren erforderlichen Strom selbst abnimmt, Starkstromleitungen zwischen den einzelnen Wagen also entfallen.

Ein derartiges System, welches bereits in der Praxis erprobt ist und auf einer großen Anzahl Bahnen seit vielen Jahren in Betrieb steht, ist das Type *M. Control* System der *General Electric Company.* Es ist dies wohl das älteste seiner Art und sieht zur Regelung der Motoren eine Anzahl Relais vor, von denen auf den Laufstellungen stets eine Anzahl hintereinander geschaltet ist, um die durch Aus- und Einschalten einzelner Relais hervorgebrachten Schaltungen in der Stromstärke in möglichst engen Grenzen zu halten. Auf allen anderen Stellungen dagegen werden vor die Erregerspulen Widerstände geschaltet, deren *Ohm*scher Wert dem der Summe des entsprechenden *Ohm*schen Wertes der ausgeschalteten Spulen nahezu entspricht. (Helios 1907, S. 17—19.) *Br.*

Hebezeuge.

Hammerkran. Bei der Firma *Appleby Bros Ltd.* in London befindet sich ein Hammerkran für 150 t Tragvermögen in Ausführung, bestimmt für die Werft von *Vickers, Sons and Maxim Ltd.* in Barrow-in-Furness, welche bei der Höchslast 90 Fuß, bei 60 t 120 Fuß Ausladung hat. Die Höhe des Turmes über dem Boden beträgt 140, diejenige des Krangleises 166 Fuß. Der gerade, viereckige Turm trägt die Rollbahn des Auslegers von 33 Fuß Mittellinie. Der Ausleger findet nicht wie bei den meisten deutschen Ausführungen seine Fortsetzung in einem senkrechten Teil innerhalb des Turmes, so daß dieser auffallend durchsichtig erscheint. Wenn man von der Belastung durch den Winddruck absieht, so erfährt die Fundierung nur senkrechte Belastung, so daß die Fundierungskosten gering ausfallen. Infolge der großen Mittellinie der Rollbahn befindet sich der Schwerpunkt immer innerhalb derselben. Der Mittelzapfen ist auf eine senkrechte Belastung von 200 t und eine gleichzeitige wagerechte Belastung von 100 t berechnet, er ist unter normalen Arbeitsverhältnissen in senkrechter Richtung jedoch unbelastet und soll nur zur Sicherung gegen Umkippen dienen. Der Schwerpunkt bleibt unter allen Belastungsumständen innerhalb der vier Ecken des Turmes.

Der Gußstählerne Oberring und der Grundring der Rollbahn sind aus mehreren Segmenten zusammengeschraubt; der Grundring ist gezahnt für die Drehbewegung; die einander zugekehrten Flächen sind kegelförmig und sind durch einen Ring von 48 gußstählernen Rollen geschieden. Jede Rolle ist mittels eines Zapfens mit einem Stahlring mit Bronzebüchsen verbunden, welcher um den Mittelzapfen rotiert. Die Rollen werden durch zwei konzentrische Ringe aus Flacheisen in ihrer Lage gehalten. Der Mittelzapfen trägt oben einen breiten Bund mit konkaver Oberfläche, auf welche das konvexe Mittellager läuft, welches an dem Oberring der Rollbahn und an den Hauptträgern des Auslegers befestigt ist. Der Ausleger kann im vollständigen Kreise drehen.

Der 25 PS - Motor für die Drehbewegung kann den Kran mit der Höchstlast in beliebiger Lage in 8 Minuten eine ganze Umdrehung machen lassen. Für kleinere Lasten ist eine zweite Uebersetzung für schnellere Bewegung vorgesehen. Die Hauptwinde für die Hebung der Last umfaßt zwei 50 PS - Motoren, welche 150 t mit $2^1/_2$ oder 5 Fuß, Lasten unter 60 t mit einer Geschwindigkeit von $5^1/_2$ oder $11^1/_4$ Fuß i. d. Minute heben. Die Trommel der Hauptwinde hat 7 Fuß Mittellinie und 13 Fuß Länge, sie nimmt das Hubseil in einfacher Wicklung auf. Das 1800 Fuß lange Hubseil von 150 t Zerreißfestigkeit trägt die Last in achtfacher Anordnung. Es besteht aus 6×37 Drähten mit einer Hanfseele. Beim Lastsenken wird eine mechanische Bremse selbsttätig ausgelöst, während eine elektromagnetische Bremse immer in Wirkung kommt, sobald der Motor ausgeschaltet ist. Sie wird selbsttätig gelöst, wenn dem Motor Strom zugeführt wird. Außerdem ist noch ein Zentrifugalregulator angebracht, welcher verhindert, daß die Geschwindigkeit das $2^1/_2$fache der für die Höchstlast normal vorgeschriebenen Geschwindigkeit überschreitet.

Die Motoren für die Hubbewegung dienen zugleich für die Bewegung der Katze. Die Seilanordnung ist so gewählt, daß das Seil auf der Katze und in der Rolle des Lasthakens bei der Bewegung der Katze in Ruhe bleibt, wodurch die Reibung und der Verschleiß des Seiles erheblich vermindert werden.

Die Katze trägt noch eine Hilfswinde mit eigenem Lasthaken für Lasten bis 15 t, welche mit einer Geschwindigkeit von 45 Fuß i. d. Minute gehoben werden können.

Die Hauptwinde befindet sich hinten auf dem kurzen Arm des Auslegers, wo sie zusammen mit einem Sandballastkasten von etwa 130 t als Gegengewicht dient. Das Führerhaus steht auf den Hauptträgern unmittelbar über der Drehwinde. Bei der Errichtung des Kranes wird kein besonderes Gerüst für den Ausleger verwendet. Der Turm selbst wird nur mit Hilfe von einfachen Pfählen und Seilen zusammengebaut. Nachdem das Mittelstück der Hauptträger in gleicher Weise aufgestellt ist, wird auf demselben ein einfacher Handkran montiert, welcher die einzelnen Teile des Auslegers hinaufbefördert. Diese werden jeweils zusammengenietet, worauf man den Handkran weiterschiebt. (The Engineer 1907, S. 111 u. 118—120.) *Ky.*

Lokomotivbau.

Amerikanische Lokomotiven. Die italienische Staatsbahn hat von den *Baldwin Lokomotivwerken* 10 Zwillings- und 10 Vierzylinderlokomotiven geliefert erhalten. Diese Maschinen sind genau nach amerikanischen Vorbildern erbaut. Um weitere Erfahrungen über die Verwendbarkeit von Feuerbüchsen aus Stahl zu erhalten sind 5 Feuerbüchsen der Vierzylindermaschinen aus Kupfer, 5 aus Stahl hergestellt. Beide Arten unterscheiden sich nur in bezug auf die Wandstärke der Feuerbüchsenrohrwand. Bei diesen Lokomotiven arbeiten die innenliegenden Hochdruckzylinder auf die erste, die Niederdruckzylinder auf die zweite Treibachse. Um das Gestänge der Hochdruckzylinder möglichst kurz zu erhalten, haben die Hochdruckzylinder einen kleineren Hub als die Niederdruckzylinder. [Siehe auch D. p. J. 1907, S. 45] (Zeit. d. Ver. deutsch. Eisenbahnverwaltungen 1907, S. 130.) *W.*

$^{2}/_{5}$ gekuppelte Vierzylinder-Verbundlokomotive. (*Busse.*) Die heutigen Verkehrsverhältnisse bedingen für Schnellzüge häufig Vorspanndienste. Um diese einzuschränken, hat sich die dänische Staatsbahn entschlossen, Lokomotiven mit über 1000 PS zu bauen und das Schienengewicht auf 45 kg/m zu erhöhen. Aus den Versuchen anläßlich der Weltausstellung zu St. Louis hat sich ergeben, daß die $^{2}/_{5}$ gekuppelte Bauart mit Verbundwirkung in vier Zylindern, System *Vauclain*, als sehr günstig bezüglich der Unterhaltungskosten und des Kohlenverbrauchs angesehen werden muß. Um geringe Radreifenabnutzung zu erhalten, wirken hier die Hochdruckzylinder auf die vorderen, die Niederdruckzylinder auf die hinteren Treibachsen und so hofft man dann auf eine Laufdauer von einem Radabdrehen zum anderen von etwa 100 000 km. Damit man eine Rostfläche von 3 qm erhielt, mußte zum Barrenrahmen gegriffen werden, den man sowohl in Amerika als auch in Bayern als sehr vorteilhaft erkannt hat. Der Wasserraum in der Feuerkiste ist an der schmalsten Stelle noch 100 mm breit, die Rohrwand hier ist nach vorne geneigt, um den Heizer vor Wärmestrahlung zu schützen. Die Rohrteilung ist sehr reichlich auf 70 mm bemessen. Bemerkenswert an dieser Lokomotive ist das Anfahrventil. Durch Oeffnen des am Führerstand befindlichen Hahnes tritt Frischdampf durch dieses Ventil auf beiden Seiten des Hochdruckkolbens und durch den Aufnehmer in den Niederdruckzylinder. Die Lokomotive fährt also mit den beiden Niederdruckzylindern allein an, bis nach einem gewissen Teil einer Umdrehung das regelmäßige Arbeiten der vier Zylinder beginnt. Am Anlaßventil befindet sich auch ein selbsttätiges Lufteinlaßventil, um bei Leerlauf entstehende Luftverdünnung im Zylinder aufzuheben. Obwohl sich die hin- und hergehenden Massen in der Hauptsache ausgleichen, sind doch Gegengewichte in den Rädern vorgesehen, die 25 v. H. der überschüssigen Massen ausgleichen. Bei einer Geschwindigkeit von 100 km/Std. ist die Zu- und Abnahme des Schienendruckes an den Trieb- und Kuppelrädern 830 kg. Der Lokomotivrahmen besteht aus drei Teilen. Der vordere Teil ist geschmiedeter Stahl, die beiden anderen Teile sind Stahlformguß. Das Führerhaus ist mit dem Kessel fest verbunden und folgt ihm bei Wärmeausdehnungen. Der Drehgestellrahmen besteht auch aus Stahlguß in Barrenform. Lokomotive und Tender werden mit der selbsttätigen Saugbremse bedient. Das Lokomotivdrehgestell hat eine hydraulische Bremse mit 12 kg/qcm Wasserdruck.

Die Dampferzeugung des Kessels wurde nach der Formel

$$W = 40\,Hf\left(12 - \frac{Hf}{R}\right) + 0{,}31\,Hr\left(150 - \frac{Hr}{R}\right)$$

berechnet (s. D. p. J. 1907, S. 45). Dies ergibt 45,9 kg auf 1 qm Heizfläche und 2910 kg auf 1 qm Rostfläche i. d. Std.

Der Dampfverbrauch für 1 PS/Std. ist nach der im Taschenbuch *Hütte* angegebenen Art und nach der Erfahrungsformel für den Dampfverbrauch Ci für 1 PS/Std.: $Ci = 100\,(E - 0{,}16)^2 + 9{,}0$ berechnet werden. E bedeutet hier das gegebene Expansionsverhältnis; endlich wurde der Dampfverbrauch noch aus der graphischen Inhaltsdarstellung ermittelt. Die Ergebnisse dieser Berechnungsarten sind in folgender Tabelle mit den Versuchsresultaten von St. Louis verglichen.

Umdrehungen i. d. Std.	Die Erfahrungsformel ergibt kg	Aus den Inhaltsdarstellungen gefunden kg	Versuchsergebnisse aus St. Louis	
			Umdrehungen Std.	Dampfverbrauch kg
4 700	10,82	10,7	4 800	10
7 900	9,20	9,3	7 200	9,25
10 200	9,02	8,88	9 000	8,80
14 000	9,03	8,70	14 400	9,15
23 000	9,23	9,18	16 800	9,50

Der Zugwiderstand wurde nach der Formel

$$W = 2{,}5 + 0{,}6\left(\frac{V}{1000}\right)^2$$

ermittelt. (Organ f. d. Fortschritte des Eisenbahnwesens 1907, S. 1–7.) *W.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Drahtbrüche bei elektrischen Fahrleitungen. (*Sheardown.*) Da die Stromabnehmerrolle beim Ueberfahren einer auf den Fahrdraht aufgelöteten Tragöse von einer elastischen auf eine im wesentlichen starre Bahn gelangt und bisweilen auch auf Lappen, die seitlich den Draht umfassen, auftrifft, so entsteht eine Stoßwirkung, die den Draht nach oben abbiegt und so für das fernere Befahren die Stöße noch vergrößert. Die Folgen der dauernd wiederholten Stöße sind Gefüge-Veränderungen, die auch durch die Seitenschwingungen des Drahtes hervorgebracht werden, da die letzteren an den Aufhängepunkten gehindert werden. Durch die Stromabnehmerrolle findet ferner ein Anheben des Drahtes statt und hierdurch werden ebenfalls besonders stark die Querschnitte unmittelbar vor jeder Tragöse durch das Auf- und Abwärtsbiegen ermüdet. Ferner verursachen die eingangs erwähnten Stöße Zurückschnellen der Rolle und hierdurch Funken, die eine besonders starke Abnutzung der durch die vorgenannten Ursachen bereits beanspruchten Teile der Fahrleitung zur Folge haben. Schließlich hat in den meisten Fällen der hartgezogene Kupferdraht durch das Löten an den Aufhängeösen einen wesentlichen Teil seiner Festigkeit eingebüßt. Aus allen diesen Gründen erfolgen die Fahrdrahtbrüche an den Oesen und zwar zuerst an den Streckenisolatoren, an denen der Fahrdraht am kräftigsten gehalten wird, später an den Weichen und Kreuzungen und zum Schluß auch an den gewöhnlichen Aufhängungen. Da die vorgeschlagenen Abhilfsmittel, wie Verwendung von Draht mit besonders hoher Zugfestigkeit, Aufhängung an einem parallel laufenden Stahlseil (Kettenlinienaufhängung), Verminderung des Anpressungsdruckes der Stromabnehmerrolle u.dergl., nicht die Brüche verhindern, sondern nur ihr Auftreten hinausschieben können, schlägt der Verfasser vor, zwei Jahre nach der Inbetriebnahme eines Drahtes Sicherheitsaufhängungen einzubauen, bei denen zwei kleine, durch einen Draht verbundene Oesen den Fahrdraht in einiger Entfernung zu beiden Seiten der Tragöse fassen. Dem möglichen Einwurf, daß der Draht jenseits der Oesen brechen und dann herabfallen könnte, wird entgegengehalten, daß in Dublin seit 8 Jahren 8000 derartige Aufhängungen in Betrieb und hierbei nur zwei derartige Fälle vorgekommen sind. (The Electrician, 1906/1907, S. 484–485.) *Pr.*

Bücherschau.

Die Selbstkostenberechnung industrieller Betriebe. Eine Einführung von *Friedrich Leitner.* Frankfurt a. M. 1906, J. D. Sauerländers Verlag.

Der ersten Auflage folgte schon nach ³/₄ Jahren die zweite, gewiß ein Zeichen dafür, daß wir es hier mit einem Buche zu tun haben, das unter der immer mehr anschwellenden Menge der Werke über die Organisation von Fabriken einen besonderen Platz einnimmt. Es soll „dem Anfänger einen klaren Einblick in die ganze Materie, eine Einführung in das immer mehr an Bedeutung zunehmende Gebiet des Selbstkostenwesens geben. Auch dem Praktiker soll es Anregung bieten, den bisherigen Modus der Kostenberechnung seines Betriebes genauer zu studieren, Fehler aufzusuchen und zu beseitigen." Und diese doppelte Absicht dürfte im Allgemeinen erreicht sein, wenn auch zeitweise namentlich für den ersteren Zweck eine größere Ausführlichkeit und dadurch klarere Darlegung am Platze gewesen wäre. Andererseits wird gerade für den zweiten Teil seiner Bestimmung der geringe Umfang von 148 Oktavseiten angenehm empfunden werden. Wohltuend berührt die Vorurteilslosigkeit, mit der manches Althergebrachte und doch so Verkehrte abgetan wird. Ich verweise in der Beziehung z. B. auf den § 39, der unter dem Motto steht: „Jeder Betriebsabteilung müssen bei der Unkostenverrechnung jene Kosten zugeschrieben werden, welche sie verursacht hat." Wie selbstverständlich klingt das und wie wenig wird danach gehandelt!

Einleitend werden zunächst allgemeine Fragen der Selbstkostenberechnung besprochen, ihr Begriff und Umfang, ihre Aufgaben, Bedeutung, Organisation etc. Vorzüglich herausgeholt scheint mir hier namentlich im § 4 die Erklärung der Aufgabe der Kalkulation mit ihrem beherzigenswerten Schluß: „Wir halten die Trennung der Ressorts — Produktionskalkulation: Aufgabe der Betriebsleitung, Verkaufskalkulation: Aufgabe der kaufmännischen Verwaltung — in Großbetrieben für unerläßlich." Dabei soll natürlich erstere ihre Ergebnisse der letzteren zur Grundlage ihrer Arbeit übermitteln. Dagegen dürfte ein Vorgehen unzweckmäßig sein, wie es wenige Seiten später mit den Worten empfohlen wird: „In einzelnen Fällen wird schon bei der Verteilung der allgemeinen Spesen (Unkostenberechnung) auf die schlechte wirtschaftliche Lage einzelner Betriebsabteilungen Rücksicht zu nehmen sein. Sogenannte „kranke Betriebe," die an sich schon mit Verlust arbeiten, werden unter Umständen eine gerechte anteilmäßige Belastung nicht vertragen." Wozu wird hier denn geraten, wenn nicht zu einer Selbsttäuschung? Und was ist denn der Zweck der ganzen Kalkulation, wenn nicht die Erreichung der vollen Klarheit über Nutzen oder Verlust? Selbstverständlich kann, wie der Verfasser weiter ausführt, ein solcher „kranker Betrieb" nicht immer ohne weiteres aufgegeben werden; dann läßt man ihn eben bestehen, aber begeht ganz sicher einen Fehler, wenn man auf die angedeutete Weise den dadurch entstehenden Nachteil rechnerisch zu verkleinern sucht.

Es folgt dann ein Abschnitt über die durch das Material entstehenden Kosten, der sich zwanglos gliedert in Erörterungen über eigentliche Materialkosten mit allen dazu gehörigen Spesen, Fracht, Zoll, Anfuhr u. dergl., über Berücksichtigung der Materialverluste und der Abfallstoffe. Von den Einzelheiten, über die man verschiedener Meinung sein kann, sei hier aus dem zuletzt genannten Kapitel die Bemerkung über die Bewertung der Hochofengase hervorgehoben, in der es am Schlusse einer längeren Ausführung heißt: „Doch kann man den ersparten Betrag unmöglich den Produktionskosten des erzeugten Metalls abrechnen." Man denke sich den ja häufig vorkommenden Fall, daß ein Hochofenwerk an das mit ihm verbundene Walzwerke Gase zum Motorenbetriebe abgibt. Dann ist es meiner Ansicht nach durchaus berechtigt, auf das Konto des Hochofenwerkes einen Gewinn in der Höhe zu verbuchen, welche das Walzwerk bei fehlenden Gasen für deren Erzeugung etwa in besonderen Generatoren auszugeben hätte. Der gleiche Posten muß natürlich im Konto des Walzwerks als Ausgabe erscheinen. Nur so wird doch der wirkliche Reingewinn jeder Abteilung erhalten, der selbst bei ihrer Vereinigung in einer Firma dann praktische Bedeutung erhält, wenn die Chefs beider Abteilungen eine Tantieme in Höhe bestimmter Prozente des betr. Reingewinns beziehen.

Mit vollem Recht geht der Verfasser in dem Kapitel Lohnkosten auf die eigentliche Lohnermittlung nicht ein (ebenso wie das auch bei den Materialkosten mit der Materialermittlung geschehen ist.) Es sind das weniger Fragen der Selbstkostenberechnung als der inneren Organisation. Dagegen beschäftigt er sich mit der Art der Lohnverteilung und Gliederung der Lohnverrechnung und gibt einen kurzen, aber mit dankenswerter Klarheit geschriebenen Abschnitt über Lohnsysteme.

Einigen Bemerkungen über Sonderkosten, (Montage, Transport, Probestücke, Entwürfe etc.) folgt dann das Kapitel: „Allgemeine (indirekte) Kosten," das mit Recht die größere Hälfte des ganzen Buches beansprucht. Ihrer Wichtigkeit für die Rentabilität entspricht häufig in der Praxis die Sorgfältigkeit ihrer Behandlung nicht, was mit der verhältnismäßigen Schwierigkeit ihrer Berechnung erklärt, aber keineswegs entschuldigt werden kann. Mit Recht hebt der Verfasser diesen Zustand als unwürdig hervor und man muß ihm zugestehen, daß er durch seine Ausführungen zur Beseitigung der auf diesem Gebiete herrschenden Unsicherheit, zur Klärung der widerstreitenden Anschauungen nicht unwesentlich beigetragen hat. Wie er zunächst die Unkostenverrechnung als solche, die Verteilung dieser Spesen auf die einzelnen Betriebe erläutert, dann auf diesen Darlegungen fußend sich der Kalkulation der Einzelfabrikate zuwendet und dabei den Begriff der prozentuellen Zuschläge sowie des, insbesondere in den Vereinigten Staaten üblichen Stundenzuschlags entwickelt, soll hier im einzelnen nicht dargelegt werden. Hervorgehoben sei nur, daß die schönen, der Praxis entnommenen, und daher auch in dieser unmittelbar benutzbaren Tabellen 1 bis 5 das Verständnis dieses Teiles wesentlich erleichtern. Ob die Einfügung des § 42, Berechnung der Betriebskosten einer Kraftmaschine, in der hier gewählten Form dagegen das Richtige war, möchte ich stark bezweifeln. Trotz der Klarheit der Darlegungen wird der „Nichtfachmann" (und nach der Anmerkung auf Seite 74 sind diese Auseinandersetzungen auch für ihn geschrieben) meines Erachtens nicht imstande sein, die vorliegende Aufgabe so wie erforderlich zu lösen, und dann erscheint es mir schädlich, in ihm die Empfindung wachzurufen, als vermöge er das; dem „Fachmann" aber werden große Teile dieses Paragraphen nichts Neues bringen. Eine größere Kürze an dieser Stelle, mit dem ja auch erfolgten Hinweis auf entsprechende Spezialwerke hätte ich daher für zweckmäßiger gehalten.

Von den Schlußkapiteln möchte ich zunächst die Erörterungen über Herstellungspreis und Selbstkostenpreis als besonders wertvoll anführen. Man kann meines Erachtens dem Verfasser nur beistimmen, wenn er die Wichtigkeit der Unterscheidung beider Begriffe für richtige Inventurberechnung und Bilanzaufstellung hervorhebt. Ebenso glaube ich die Erörterungen über monatliche Rentabilitätsübersichten der Beachtung empfehlen zu dürfen, da diese wichtige Angelegenheit in industriellen Betrieben wegen der „vielen durch sie verursachten Arbeit" wohl meistens negativ entschieden wird. Gewiß häufig mit Unrecht; denn die „viele Arbeit" wird oft goldene Früchte zeitigen.

Wenn aus Obigem auch hervorgeht, daß ich keineswegs in allen Punkten den Ausführungen des Verfassers beipflichten kann, so dürfte es doch klar geworden sein, daß es sich dabei nur um Einzelheiten handelt, daß wir es aber hier mit einem Werke zu tun haben, dessen Lektüre reiche Anregung bietet, und jedem Interessenten warm zu empfehlen ist. Die zahlreichen Literaturnachweise machen das Buch für denjenigen, der tiefer in die Materie einzudringen beabsichtigt, noch wertvoller.

Friedrich Meyenberg.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Konstruktion und Berechnung elektrischer Maschinen und Apparate. Handbuch der Starkstromtechnik, I. Bd. Erläutert durch Beispiele. Mit zahlreichen Abb., 28 Konstruktionstafeln und 5 Kurventafeln. Bearbeitet von Ingenieur *Robert Weigel.* Leipzig, 1906. Hachmeister & Thal. Vollständig in 12 Lieferungen à M. 1,25; komplett in Leinen geb. M. 18,—.

Rechtschreibung der naturwissenschaftlichen und technischen Fremdwörter. Unter Mitwirkung von Fachmännern, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure. Bearbeitet von Dr. *Hubert Jansen.* Berlin-Schöneberg, 1907. Langenscheidt. (Professor G. Langenscheidt). Preis geh. M. 1,25, geb. M. 1,75.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 16. Berlin, 20. April 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die neue Universal-Rundlaufmaschine (System v. Pittler) und ihre Anwendungen in der Praxis.

Von Ingenieur **Hans Dominik**, Berlin.

In der Geschichte des Maschinenbaues läßt sich seit langer Zeit das Bestreben verfolgen, die Maschine mit hin- und hergehendem Kolben und Kurbeltrieb durch eine unmittelbar rundlaufende Anordnung zu ersetzen. Bereits *James Watt* entwarf derartige Maschinen, ohne sie freilich zur Ausführung zu bringen, und seit seinen Tagen sind die Lehrbücher des Dampfmaschinenbaues und der Kinematik ebenso wie diejenigen des allgemeinen Maschinenbaues voll davon.

Die fortgesetzten Bemühungen, Werke zu schaffen, die unter dem Einfluß irgend eines Arbeitsmittels, z. B. des Dampfes, des Kraftwassers u. a. m., unmittelbar rund laufen, hat zu zwei Gruppen von Maschinen geführt. Bei der einen Gruppe erhält das Arbeitsmittel zunächst Gelegenheit, einen beträchtlichen Teil seiner potenziellen Energie in kinetische umzusetzen und mit beträchtlicher lebendiger Kraft in die Maschinen zu treten. Diese Maschinen sind allgemein als Turbinen bekannt und sowohl für Druckwasser, wie auch für Dampf zu großer Vollkommenheit ausgebildet worden. Dagegen ist die zweite Gruppe der sog. Kapselwerke lange Zeit hindurch nicht recht vom Fleck gekommen. Das Kapselwerk ist dadurch gekennzeichnet, daß das Arbeitsmittel beim Eintritt in die Maschine noch den allergrößten Teil seines Arbeitsvermögens in Form von potenzieller Energie, in Form von Druck oder Spannung enthält. Im allgemeinen wird jedes Kapselwerk aus einem Gehäuse, der Kapsel, bestehen. In dieser befindet sich, drehbar gelagert, ein Körper, dessen Form bei den verschiedenen Konstruktionen sehr verschieden ist. In jedem Falle muß er jedoch zusammen mit den Kapselwandungen einzelne Kammern bilden, in welche das Arbeitsmittel unter Druck eintritt. Diese Kammern müssen ferner veränderliche Volumina haben. Ihr Inhalt wird beim Eintritt des Arbeitsmittels sehr klein sein. Er wird während des Einströmens der arbeitenden Flüssigkeiten oder Gase infolge der Drehung des inneren Körpers zunehmen. Diese Zunahme kann aber begreiflicherweise nicht unendlich lange weiter gehen. Vielmehr muß sich der Arbeitsraum, nachdem er eine gewisse Größe erreicht hat, selbsttätig von der Zuleitung des Arbeitsmittels ab-, und an eine Ableitung anschalten. Das Arbeitsmittel fließt dann drucklos ab, während sich der Kammerraum wieder verkleinert. Während dieser Zeit müssen andere Arbeitskammern sich unter Eintritt des Druckmittels vergrößern, um die drehende Bewegung des Innenkörpers aufrecht zu erhalten.

Im Vorstehenden ist das einfache Prinzip des Kapselwerkes entwickelt worden. Wie viele andere Maschinen, so ist auch das Kapselwerk kinematisch umkehrbar. Bisher wurde es als Motor betrachtet, welcher die Arbeit eines Druckmittels in drehende Bewegung umsetzt. Im Gegensatz zu den Turbinen können die Kapselwerke aber auch unter Aufnahme drehender Bewegung ohne bauliche Veränderungen als Pumpen arbeiten und Gase oder Flüssigkeiten komprimieren. In diesem Falle füllt sich die Arbeitskammer während ihrer Vergrößerung mit dem betreffenden Mittel, das dann während der Verkleinerung der Arbeitskammer in einen Druckraum, Windkessel oder dergleichen gepreßt wird. So tritt neben die Anwendung des Kapselwerkes als Motor alsbald die zweite als Pumpe, und wie bei allen umkehrbaren Maschinen (Dynamo und Elektromotor) bietet sich die Möglichkeit, zu brauchbaren Arbeitsübertragungen zu kommen, indem man zwei Kapselwerke durch Leitungen verbindet und zusammen arbeiten läßt.

So einfach nun die Theorie des Kapselwerkes ist, so große Schwierigkeiten bietet die praktische Durchbildung solcher Maschinen. Es ergibt sich hier eine beträchtliche Anzahl von Forderungen, die sich zum Teil widersprechen, und aus denen der Ingenieur das günstigste Mittel herauswirtschaften muß. Zunächst einmal muß die Arbeitskammer gegen die Wandung der Kapsel zuverlässig abgedichtet sein, da anderenfalls Teile des Arbeitsmittels nutzlos entweichen und eine Maschine mit schlechtem volumetrischem Wirkungsgrad entsteht. Andererseits darf diese Dichtung jedoch nicht durch allzu scharfe Flächendrucke bewerkstelligt werden, da sonst wohl guter volumetrischer, aber desto schlechterer mechanischer Wirkungsgrad erreicht wird. Bei der Herstellung der Abdichtungen muß ferner mit der unvermeidlichen Abnutzung sämtlicher unter Druck arbeitender Teile gerechnet werden. Abdichtungen ohne Nachstellungsmöglichkeiten werden daher während des Betriebes leicht an Dichtigkeit verlieren. Dies gilt beispielsweise von den sog. Zahnradkapselpumpen, welche heut allgemein für die Zuführung von Schmieröl zu den Automobilmotoren benutzt werden, und deren Wirkungsgrad erfahrungsgemäß während des Betriebes stark zurückgeht.

Auch die selbsttätige An- und Abschaltung der Arbeitskammern muß mit einfachen Mitteln erreicht werden, da komplizierte Organe, wie Scharnierklappen und dergl., die Betriebssicherheit und Lebensdauer eines Kapselwerkes stets sehr in Frage stellen. Erfolge sind nur zu erwarten, wenn die Ab- und Zuschaltung mit den allereinfachsten Mitteln erreicht wird.

Diese Schwierigkeiten des Problems haben die Er-

finder und Konstrukteure von jeher angeregt und zu einer großen Anzahl von Konstruktionen geführt. So weist beispielweise der *Reuleaux*sche Atlas zur theoretischen Kinematik allein einige fünfzig Kapselwerkkonstruktionen auf, die selbst wieder in zahlreiche Untergruppen, wie z. B. Kurbelkapselwerke, Kapselräder und dergl. zerfallen. Von allen diesen älteren Ausführungen haben jedoch in der Gegenwart eigentlich nur drei Bedeutung behalten. Es sind dies die *Roots*schen Kapselräder in Form des bekannten *Roots*-Gebläses, die *Pappenheim*schen Zahnräder, in Form von Automobilölpumpen und das Kapselwerk mit rotierendem Kreuzgelenk, in der Ausführung eines *Siemens*schen Wassermessers. Die große Anzahl der übrigen Ausführungen, so sehr sie auch den Kinematiker interessieren mögen, konnte sich in der Praxis nicht durchsetzen, da die vorher erwähnten praktischen Forderungen nicht genügend berücksichtigt waren.

Desto mehr muß es interessieren, daß die Technik der letzten Jahre neben so manchem anderen Problem auch die Aufgabe gelöst hat, Kapselwerke zu schaffen, welche die praktischen Anforderungen in glücklicher Weise erfüllen und zahlreiche Anwendungsgebiete finden dürften. Es sind dies die Universal-Rundlaufmaschinen, System *W. von Pittler*, auf die im folgenden näher eingegangen werden soll.

Das *Pittler*sche Kapselwerk enthält einen Drehkörper, welcher in Fig. 1 in der Ansicht dargestellt ist. Auf der Achse *a* befindet sich in der Mitte, fest mit ihr verbunden, ein scheiben- oder kolbenförmiger Körper *b*. Dieser ist mit mehreren Schlitzen in der Achsialrichtung versehen, in welchen die Schieber *c* beweglich angeordnet sind. Zum Körper der Kapsel gehören die beiden Körper *d d*. Sie dienen der Achse des drehenden Kolbens *b* als Lager und endigen nach innen hin in äquidistanten Flächen, an welchen die Schieber *c* ihre Führung finden. Die beiden Kapselkörper *d d* sind durch einen Zylinder mit Zu- und Abführungsleitungen an geeigneter Stelle zu einer vollständigen Kapsel vereinigt. In Fig. 1 ist dieser zylindrische Körper im Interesse der Deutlichkeit fortgelassen. In Fig. 2 ist dagegen das vollständige Kapselwerk im Längs- und Querschnitt dargestellt. Die Arbeitsräume liegen zwischen dem rotierenden Kolben und den äquidistanten Flächen. Sie werden ferner durch Teile der Schieber *c* und die Zylinderwand der Kapsel begrenzt. Nach Fig. 2 vollzieht sich nun die Arbeitsweise der Rundlaufmaschine als Pumpe wie folgt: Jede der äquidistanten Flächen setzt sich aus einem höher und einem tieferliegenden Planteil und zwei diese verbindenden Schraubenflächen zusammen. Indem nun die Kurve so eingeteilt ist, daß, sobald ein Schieber im Kolben verschwunden ist, der nächste zu verschwinden beginnt, während auf dem ab-

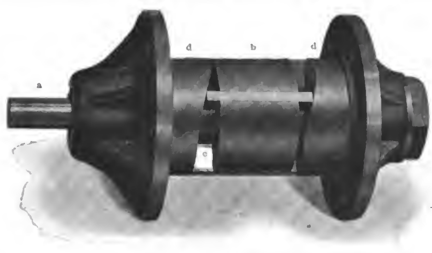


Fig. 1.

steigenden Teil der Kurve der zweite Schieber hervorzutreten beginnt, sobald der erste vollständig hervorgetreten ist, wird erreicht, daß i. d. Zeiteinheit stets genau das gleiche Schiebervolumen vom Gesamtvolumen subtrahiert, bezw. auf der anderen Seite addiert wird, so daß ein ganz gleichmäßiges Fördern der Flüssigkeit stattfindet. Die Ein- bezw. Austrittsöffnungen *f* erstrecken sich von der unteren bis zur oberen Planfläche über die ganze Länge der Schraubenfläche, während die Schieber nur auf der Planfläche und nicht auf der Schraubenfläche zu dichten brauchen. Da die Pumpe doppelt wirkend ist, so wird das an der aufsteigenden Seite der einen Kurve befindliche Ende des Schiebers vom Druck umgeben, während sich das andere Ende im Saugraum befindet, so daß der Schieber beim Entlanggleiten an der Schraubenfläche unterstützt wird, wobei zu berücksichtigen ist, daß die Abdichtung der entsprechenden Räume seitens der Schieber nur auf der ebenen Planfläche erfolgt, während an den Kurvenstellen einzig und allein die Steuerung der Schieber erzielt wird, und haben die Schieber während dieser Periode keinesfalls eine Abdichtung zu bewirken.

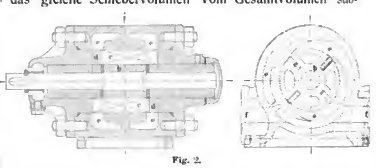


Fig. 2.

Die Kanäle *e* sind derart angeordnet, daß die Flüssigkeit in der gleichen Drehrichtung ein- und austritt, wodurch an diesen Stellen jegliche Stoßverluste und Wirbelungen vermieden werden. Dabei sind keinerlei Steuerungsteile, kein Gestänge, keine umfangreiche Fundamentierung und kein schweres Schwungrad vorhanden. Die ganze Maschine ist klein, kompendiös, erzeugt unmittelbar rotierende Bewegung und arbeitet völlig stoßfrei, unter gleichmäßigem Durchfluß des Arbeitsmittels. Im Gegensatz zu den Turbinen kann die Maschine mit beliebig langsamer, vom Druck vollkommen unabhängiger Umdrehungszahl zwangsläufig ohne Spaltverluste, Wirbelverluste und dergleichen betrieben werden.

Bemerkenswert ist die Abdichtung der Arbeitsräume. Um die beiden Endstücke *c c* legt sich fest der Kapselzylinder. Zu dichten wären also nur die Endflächen der Schieber gegen die äquidistanten Flächen und der Mantel des Drehkolbens gegen den Zylindermantel. Die Erfahrung hat nun gezeigt, daß durch Einschleifen des Drehkolbens in den Zylindermantel eine genügend genaue Abdichtung auch gegen sehr hohe Drucke erreicht wird, die ohne nennenswerte Reibungsverluste und Abnutzungen sehr lange betriebsfähig bleibt. Eine besondere Dichtung ist daher nur erforderlich für die Endflächen der Schieber, die auf den äquidistanten Flächen laufen. Hier ist die Fläche in der Tat im Gegensatz zum Drehkolben sehr klein. Für Maschinen für hohe Drucke erreicht man aber hier eine Dichtung, indem man den Schieber *b* aus zwei Teilen fertigt, zwischen welche das Druckmittel in den Schlitz eintreten kann. Es preßt dann die beiden Schieberhälften mit erheblichem Druck gegen die äquidistanten Flächen und sichert auf diese Weise eine zuverlässige Abdichtung. Dies Verfahren bietet ferner für besondere Zwecke auch noch die Möglichkeit, durch Abstellen des

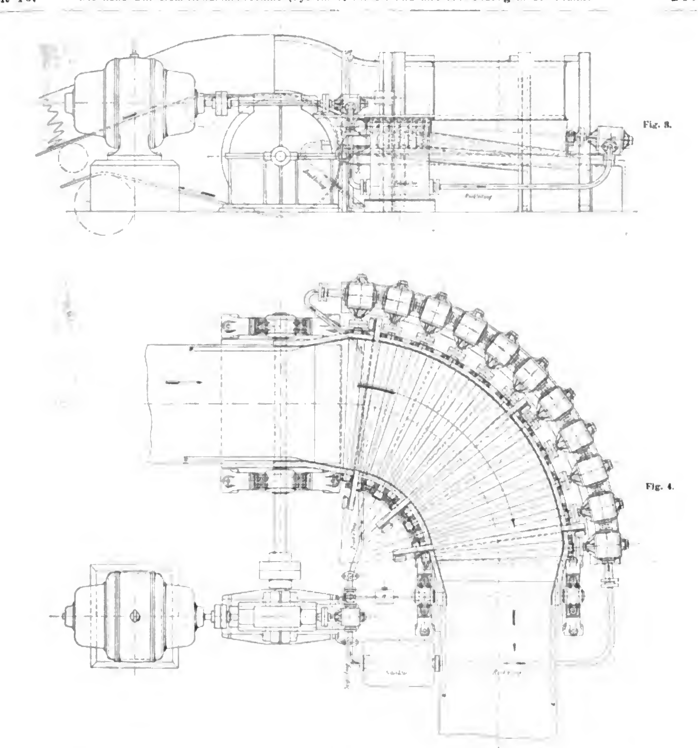


Fig. 3.

Fig. 4.

Druckmittels vom Schieberinnern einzelne Arbeitskammern auszuschalten und die Wirkungsweise der Maschine innerhalb sehr weiter Grenzen zu ändern. Außerdem ist hier besonders hervorzuheben, daß keinerlei Stopfbuchsen, auch für höchste Drucke, angewendet werden.

Die Anwendungsgebiete für diesen Kapselmotor bezw. diese Kapselpumpe sind sehr zahlreich. Sie können Verwendung finden als Hochdruckpumpen für Flüssigkeiten, hydraulische Motoren, Kompressoren, Vakuumpumpen, Luftmotoren, rotierende Dampfmaschinen und Flüssigkeitsmesser.

Was die Leistungen und Wirkungsgrade der Maschine angeht, so mögen die folgenden Versuchsergebnisse einer Rundlaufpumpe für Kraftübertragung, welche durch einen Elektromotor mittels Riemen angetrieben wurde, darüber Auskunft geben.

Die Maschine ist nach einer Zeichnung für die Verkehrstruppen gegen Ende des Jahres 1904 für einen Druck von 25 at hergestellt.

Nebenstehende Versuchswerte sind nach etwa fünfmonatlichen Dauerversuchen am 16. November aufgenommen.

Versuchsergebnisse mit einem hydraulischen Motor (System *W. von Pittler*).

175 mm Bohrung. 25 mm Hub.

at	Belastung am Hebel 1,2 m kg	Umdrehungen i. d. Minute	Gefördertes Quantum l	Gebremste Leistung PS	Indizierte Leistung PS	Mech. Wirkungsgrad v. H.	Gesamtwirkungsgrad v. H.
11,5	9,5	131,5	102,3	2,1	2,66	79	79
11,5	9,5	133	104	2,13	2,66	80,1	80,1
16,2	14,5	125	99,2	3,04	3,63	85,3	84
16,2	14,5	126	100	3,06	3,06	86,2	85
22	19,5	119	96,3	3,89	4,71	85,4	82
22	19,5	120	97	3,94	4,74	85,5	83,2
27	24,5	111	91,6	4,57	5,5	87,7	83
27	24,5	113	93,3	4,64	5,58	87,7	83

Die *Pittler*sche Universal-Rundlaufmaschine hat nun in letzter Zeit für Kraftübertragungen an zwei Stellen Anwendung gefunden, nämlich einmal für den hydraulischen Antrieb von zwei Wendestationen der Gepäckbeförderungsanlage im neuen Hamburger Hauptbahnhof, und ferner für den Betrieb von Kraftfahrzeugen zum Zwecke der Arbeitsübertragung vom Benzinmotor auf die Hinterräder der Kraftwagen.

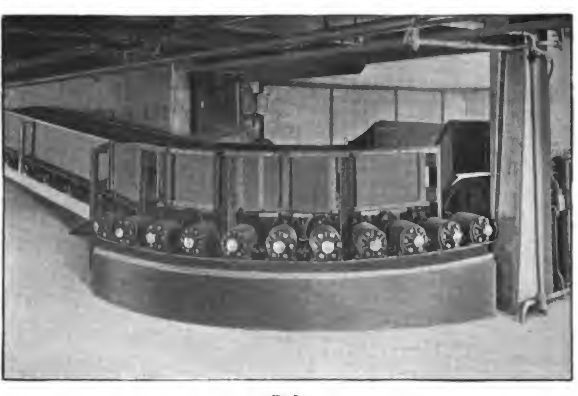


Fig. 5.

Bei der Anlage in Hamburg, die durch Fig. 3—5 veranschaulicht wird, handelt es sich darum, den Antrieb des Verbindungsstückes zweier Gepäckförderbänder, deren Bewegungsrichtung um 90° in der Wagerechten verschieden ist, herzustellen. Diese Verbindungsstellen bestehen aus kegelförmigen Förderwalzen, welche mit gleicher Umdrehungszahl in derselben Drehrichtung angetrieben werden mußten. Der Antrieb der einzelnen Kegel konnte nun in verschiedener Weise erfolgen. Man konnte an eine Zahnradübertragung denken, bei der jedoch infolge der unvermeidlichen Wechselräder der gleichen Drehrichtung wegen für n-Walzen zwei n-Zahnräder notwendig geworden wären. Abgesehen von dem unvermeidlichen Geräusch der zahlreichen Zahntriebe wäre der Wirkungsgrad einer solchen Anlage ein außerordentlich schlechter geworden. An zweiter Stelle konnte an den Betrieb jeder einzelnen Walze durch Elektromotoren gedacht werden. Eine solche Anlage wäre jedoch entweder mit langsamlaufenden Elektromotoren außergewöhnlich groß und dementsprechend teuer ausgefallen, mit schnellaufenden Motoren hätte sie wiederum den Nachteil der Zahntriebe mit sich gebracht und außerdem hätte dieser letzte Antrieb nur schwer der Bedingung gleicher Umdrehungszahl für alle Motoren untereinander bei jeder Belastung genügen können. Man entschied sich daher für die dritte Möglichkeit, die Anlage durch die vorher beschriebenen Universal-Rundlaufmotoren und -Pumpen zu betreiben. Zu dem Zweck wurde ein Kapselwerk als Pumpe unmittelbar mit einem Elektromotor gekuppelt. Bei voller Belastung des Elektromotors läuft diese Pumpe mit 710 Umdrehungen i. d. Minute und fördert in derselben Zeit 40 l unter einem Höchstdruck von 45 at, entsprechend einer Leistung von etwa 4 PS.

Das Arbeitsmittel ist hier mittelflüssiges Oel, welches gleichzeitig als Schmiermittel für sämtliche Motoren und Pumpen dient. Das Oel wird von dieser einzigen Primärpumpe aus zu elf anderen Kapselwerken geführt, welche mit den einzelnen Walzen unmittelbar gekuppelt und in Serie geschaltet sind. Diese Kapselwerke bekommen also eine konstante Oelmenge und laufen dementsprechend mit 140 Umdrehungen i. d. Minute. Schwankend ist dagegen der Druckunterschied, der von den einzelnen Werken aufgenommen wird. Wird beispielsweise ein besonders schweres Frachtstück auf die Anlage gelegt, so werden auch die Werke derjenigen Walzen, z. B. zwei Stück, über welchen sich das Frachtstück bei seiner Wanderung gerade befindet, das gesamte Druckgefälle aufnehmen. Es wird also beispielsweise ein Teil der Werke zwischen Pumpe und Frachtstück sozusagen im Drucköl schwimmen, es wird in der Zu- und Ableitung dieser Werke ein Druck von rund 45 at herrschen. Dann werden die beiden belasteten Walzen je $22^1/_2$ at aufnehmen und der Rest der Werke wird im drucklosen Oel schwimmen. Während also die Primärpumpe mit ständiger Tourenzahl und veränderlichem Druck arbeitet, entsprechend ihrem Antriebe durch einen Nebenschlußmotor, wandert die erzeugte Druckdifferenz in den gleichfalls mit konstanter Tourenzahl laufenden Einzelwerken mit dem Frachtstück von Walze zu Walze.

Die soeben beschriebene Anlage wird in allen ihren Einzelheiten durch Fig. 3 u. 4 genügend veranschaulicht. Sie ist seit Anfang Dezember 1906 im Betrieb und hat sich bis jetzt im Dauerbetrieb recht gut bewährt.

(Schluß folgt.)

Aërogengas.

Von Dipl.-Ing. **Friedrich Meyenberg,** Braunschweig.

(Fortsetzung von S. 228 d. Bd.)

In Fig. 3—6 ist nun ein Bild einer derartigen Aërogengasanstalt gegeben, wie sie etwa in einer Ortschaft der anfangs gekennzeichneten Größe zur Aufstellung kommen würde. Sie besteht aus einem massiven Gebäude mit vier voneinander getrennten Räumen, von denen drei nur von außen durch nach außen schlagende Türen zugänglich sind, der Wärterraum *A*, der Gasapparateraum *C* und der Gasbehälterraum *D*, während der vierte der Motorenraum *B* mit *A* durch eine Tür verbunden ist. Der Wärterraum *A* enthält, abgesehen von dem für den Wärter erforderlichen Mobiliar eine Kontrollgasuhr *6* zum Prüfen von Brennern und einen Füllofen *7*, welcher eine für sechs Stunden strenger Kälte ausreichende Menge Brennmaterial aufzunehmen vermag. In seinem Feuerungsraume liegt eine Heizschlange, die an eine die sämtlichen Räume durchziehende Zirkulationswasserleitung angeschlossen ist. Durch diese Einrichtung wird überall eine derartige Erwärmung herbeigeführt, daß das in den Apparaten befindliche Wasser vor dem Einfrieren geschützt wird. Im Gasmotorenraum *B* stehen zwei kleine Motoren *8* u. *9* normaler Durchbildung, mit Ventilsteuerung und Glührohrzündung, welche unter Zwischenschaltung eines Druckreglers an die Gasleitung angeschlossen sind. Ihr Kühlwasser wird dem Gasbehälterbassin entnommen. Jeder von den Motoren arbeitet mittels fester und loser Riemenscheibe auf die durch die Wand hindurch in den Gasapparateraum tretende Transmission und ist stark genug, um den ganzen Betrieb allein übernehmen zu können. Vorschrift ist, daß sich beide Motoren einen um den anderen Tag in der Arbeit abwechseln, damit so der in Reserve stehende Motor stets überwacht wird und Betriebsstörungen ausgeschlossen sind.

Fig. 3.

Fig. 4.

Schnitt durch den Gasapparatenraum.

Fig. 5.

Schnitt durch den Wärter- und Gasmotorenraum.

Fig. 6.

A. Wärterraum.

1 Schrank für Werkzeuge und Materialien.
2 Wascheinrichtung.
3 Tisch und Regal.
4 Stuhl.
5 Kohlenkasten.
6 Kontrollgasuhr.
7 Ofen für die Zentralheizung.

B. Gasmotorenraum.

8—9 Aërogengasmotor.
10—11 Auspufftopf.
12 Druckregler.

C. Gasapparateraum.

13—16 Gaserzeuger.
17 Stationsgasmesser.
17a Benzinbehälter.
17b Benzinverteiler.
17c Verteilungsapparat.
18 Umschaltvorrichtung.
19 Hauptdruckregler.
20—22 Heizkörper.
23 Wellenleitung.

D. Gasbehälterraum.

24 Gasbehälter.
25—26 Wassertöpfe.
27 Umgangsleitung.
28—29 Gastrockner.
30—31 Ventile.
32 Abort.
33 Geräteraum.

E. Unterirdisches Benzinlager.

Im Gasapparateraum *C* sehen wir zunächst die in ihrer Wirkungsweise bereits eingehend geschilderten Gaserzeuger *13*—*16* in Verbindung mit dem Hauptgasmesser *17*, dem Benzinbehälter *17a*, Schöpfwerk und Verteilungsapparat *17b* u. *c*. Fig. 7 gibt ein Bild dieser Apparate für eine Anlage, bei der drei Gaserzeuger Aufstellung gefunden haben. Rechts ist über dem Hauptgasmesser das von dessen Achse durch Kette angetriebene Schöpfwerk mit dem Verteilungsapparat sichtbar. Auf Fig. 4 sind vier Gaserzeuger angedeutet. Ihre Zahl richtet sich selbstverständlich ganz nach der Größe der Anlage. Jeder einzelne kann durch Umlegen des Riemens auf die lose Scheibe und Schließen des entsprechenden Ventils am Verteilungsapparat abgestellt wer-

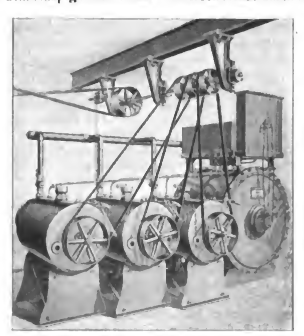


Fig. 7.

den. Durch eine aus drei Hähnen bestehende Umschaltvorrichtung *18* wird das Gas von den Erzeugern aus beliebig erst in den Gasbehälter und von dort zum Hauptdruckregler *19* oder direkt zu letzterem geleitet. Durch diesen soll ein gleichmäßiger Druck an den Verbrauchsstellen auch bei stark wechselndem Betriebe erzielt werden. Der Gasapparateraum *C* erhält drei Fenster aus eingemauertem *Siemens*-Drahtglas und eine nach außen aufschlagende, nur von innen ohne Schlüssel zu öffnende Tür. Vor einem der Fenster wird außen eine Reflektorlaterne angebracht, die den Raum abends während des Betriebes erleuchtet, so daß dessen Betreten mit Licht unnötig gemacht wird. Der Gasbehälterraum *D* wird zum größten Teil durch eine Gasglocke *24* bekannter Konstruktion eingenommen; nur zwei Ecken sind zur Unterbringung der Abortanlage *32* und des Geräteraumes *33* benutzt. Beide

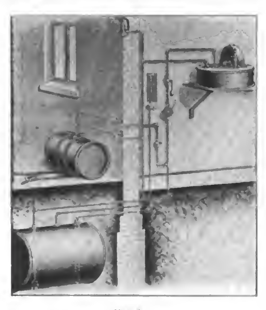


Fig. 8.

sind nur von außen, nicht vom Gasbehälterraum aus zugänglich. Bei *E* ist schließlich das unterirdische Benzinlager angedeutet, dessen Einrichtung aus Fig. 8 genauer zu erkennen ist. Von dem in die Erde gegrabenen Fasse aus gehen drei Rohrleitungen nach dem Gasapparateraum; die erste (links) dient zum Ein- und Ausfüllen des Benzins, die zweite zum Luftausgleich und die dritte zum Anzeigen des Faßinhaltes; diese letzte mündet nämlich in ein Manometer, das durch den Luftdruck die Größe des Flüssigkeitsvorrats kennzeichnet. Die zweite Leitung führt in etwa 3 m Höhe ins Freie; in die erste ist eine kleine Flügelpumpe sowie ein Absperrhahn eingebaut, der mit einem zweiten Absperrhahn in der Luftleitung durch ein Hebelsystem verbunden ist (in der Zeichnung der Deutlichkeit halber fortgelassen). Ein Gewicht sorgt dafür, daß beide Hähne im allgemeinen geschlossen sind. Sodann hat die Benzinleitung noch eine Abzweigung, die unmittelbar unter der Erdoberfläche in einem durch Deckel, Sieb sowie Verschraubung abgeschlossenen Trichter endigt. Luftleitung und Benzinleitung haben endlich noch Abzweigungen, die an der Außenwand des Gebäudes Anschlußstutzen besitzen. Die Abfüllung eines Fasses Benzin ist mit Hilfe dieser Einrichtung sehr einfach. Der Transport geschieht zweckmäßig in eisernen, geschweißten Gefäßen von etwa 300 l Inhalt, die eine eiserne Spundverschraubung erhalten. Ein solches ist auf Fig. 8 außerhalb des Gebäudes wiedergegeben. Es wird bis an dessen Wand herangerollt und in die Spundverschraubung, die nach oben steht, das in Fig. 9 angedeutete Standrohr mit Luftventil eingesetzt, das wie gezeichnet, mit Luft- und Benzinleitung verbunden wird. Leitet man nun durch einige Bewegungen der Pumpe ein Ueberfließen des Benzins aus dem Transportfasse in das Lagerfaß ein, so entleert sich jenes durch die Heberwirkung von selbst, während die mit Benzindämpfen geschwängerte Luft gefahrlos aus dem Lagerfasse in das Transportfaß übertritt. Etwa in dem letzteren verbleibende Reste entfernt man nach Abschrauben des Standrohres dadurch, daß man das Transportfaß über den Trichter rollt. Soll nun der Benzinbehälter im Gaserzeugungsraume aufgefüllt werden, so werden mittels des Gewichtshebelsystems die beiden Hähne in der Benzin- und Luftleitung geöffnet und mit der Pumpe das Benzin aus dem Lagerfasse gehoben, wobei die mit Benzindämpfen vermischte Luft wieder gefahrlos in das Lagerfaß treten kann. Es ist behauptet worden, daß diese eben geschilderte Einrichtung nicht alle Möglichkeiten einer Explosion oder eines Brandes beseitige; ein großer Streit hat sich hierüber entsponnen, der zu längeren Auseinandersetzungen und Versuchen auf beiden Seiten geführt hat. Dem sei nun, wie ihm wolle: soviel steht wohl durch die Erfahrung fest, daß die vorgeschlagene Anordnung bei sorgsamer und sachgemäßer Behandlung allen Ansprüchen, die man billigerweise in bezug auf Gefahrlosigkeit stellen kann, genügt.



Fig. 9.

Die Ausbildung aller sonstigen Teile, das Straßenrohrnetz, die Straßenbeleuchtung selbst, die Hausanschlüsse und Rohrleitungen in den Gebäuden, die Gasmesser, Brenner, Koch- und Heizapparate bieten gegenüber den Ausführungen, wie sie für Steinkohlengas üblich sind, nichts grundsätzlich Neues. Ja, die Uebereinstimmung ist so groß, daß alle diese Teile ohne weiteres für den Betrieb mit Steinkohlengas brauchbar sind, eine sehr schätzenswerte Eigenschaft der Aërogengasbeleuchtung. Denn angenommen, daß eine Ortschaft heute noch nicht die Größe und Bedeutung hat, daß sich der Bau einer Steinkohlengasanstalt lohnt, so ist es doch möglich, daß sich das im Laufe der Jahre geändert hat, wenn die Bevölkerung entsprechend gewachsen ist. Ist dann diese Gemeinde im Besitze einer Aërogengasanstalt, so können sämtliche Teile der ganzen Einrichtung mit Ausnahme der Anstalt selbst ohne weiteres für die jetzt wirtschaftlicher gewordene und daher seitens der Gemeinde erbaute Steinkohlengasanlage

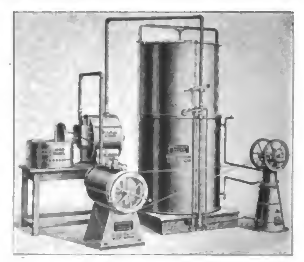


Fig. 10.

im Betriebe bleiben, d. h. ein erheblicher Teil des ursprünglichen Anlagekapitals ist selbst in diesem Falle nicht umsonst ausgegeben oder jener spätere Uebergang zu der jetzt wirtschaftlicheren Beleuchtungsart ist ganz wesentlich erleichtert.

Wie eingangs bereits erwähnt, beschränkt sich aber die Anwendbarkeit der Aërogengasbeleuchtung nicht auf ganze Ortschaften, sie paßt sich auch sehr gut den Forderungen an, die bei Beleuchtung eines einzelnen Gehöftes, Landhauses usw. auftreten. Eine solche sogenannte Hausgasanlage finden wir auf Fig. 10 dargestellt. Alle geschilderten Teile kehren hier in entsprechender Ausführung wieder, der Gaserzeuger, der Benzinbehälter mit Schöpfwerk, der Gasmesser, Gasbehälter und der Motor. Letzterer ist hier mit Rücksicht auf die nur sehr kleine erforderliche Betriebskraft als Heißluftmotor ausgebildet, der durch das selbst erzeugte Aërogengas betrieben wird. Vorn am Gasbehälter sehen wir noch eine Vorrichtung zur selbsttätigen Abstellung der Gaserzeugung. Sie besteht aus einem in das Verbindungsrohr zwischen Gasmesser und -behälter eingeschalteten Hahn, der durch Gewichtshebel und Lenker bedient wird, und von dem auch das Gasrohr zur Motorflamme abzweigt. Ist der Hahn offen, so kann die Motorflamme entzündet und dadurch die Anstalt in Betrieb gesetzt werden. Die Behälterglocke steigt nun, nimmt den Gewichtshebel mit und stellt sich selbst und den Hahn entsprechend dem grade vorhandenen Verbrauch ein. Steigt dieser, so sinkt die Glocke, wird dagegen weniger Gas gebraucht, so geht sie nach oben, und hört schließlich der Verbrauch ganz auf, so gibt in der höchsten zulässigen Stellung der Glocke der Lenker den Gewichtshebel frei, er fällt und sperrt den Hahn ab. Dadurch erlischt aber auch die Motorflamme und der Betrieb der Anlage ist überhaupt zu Ende. Man setzt also diese still, indem man abends in irgend einem beliebigen von ihr fern gelegenen Orte die letzte Flamme löscht.

Schließlich sei noch auf den „Gewichtsapparat" für ganz kleine Anlagen mit sehr wechselndem Bedarf, wie Restaurants und dgl., hingewiesen, bei dem jeder motorische Antrieb vermieden ist. Fig. 11, die wohl ohne weiteres verständlich ist, gibt ihn wieder. Bemerkt sei nur, daß auch hier durch eine besondere Einrichtung die Erzeugung des Gases nach dem Verbrauche geregelt wird. Bei dem Druckregler, einem kleinen Gasbehälter, der hinter dem Schöpfwerk usw. oben auf dem Tische steht, wird nämlich die Glocke auf einem Mittelrohre geführt, welches zugleich als Luftzuführungsrohr des Gebläses dient. Ist nun die Glocke gefüllt und wird kein Gas gebraucht, so schließt sie das Rohr ab und bremst damit das Gebläse und so auch das Gewicht. Die Leistungsfähigkeit dieses Apparates hängt natürlich sehr von der Fallhöhe ab, die man dem Gewichte geben kann. Beträgt diese z. B. 12 bis 14 m, so können mit dem größten Modell 4 Stunden hindurch je 12 cbm entsprechend etwa 120 Flammen zu 45 H. K. erzeugt werden, ehe ein Wiederaufziehen des Gewichtes erforderlich ist. Dieses letztere kann übrigens auch während des Betriebes vorgenommen werden.

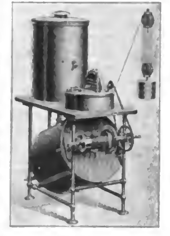


Fig. 11.

(Schluß folgt.)

Graphodynamische Untersuchung einer Heusinger-Joy-Steuerung.

Ein Beitrag zur Erkenntnis der Bewegungsverhältnisse der Steuerungsgetriebe.

Von Dipl.-Ing. **Eduard Dafinger**, München.

(Fortsetzung von S. 236 d. Bd.)

Nach den vorstehenden Konstruktionen können in der zu untersuchenden Steuerung für jede durch eine Kurbelstellung bedingte Lage des Steuerungsgetriebes Geschwindigkeit und Beschleunigung jedes ausgezeichneten Punktes desselben und die durch die letztere hervorgerufenen Massendrücke an den Gelenken bestimmt werden. Um ein genaues Bild dieser veränderlichen Werte zu haben, ist es notwendig, ihre Bestimmung sowohl für eine größere Anzahl von Kurbelstellungen als auch für mehrere Steinstellungen durchzuführen, da für jede neue Steinstellung die Bewegung der Punkte M, N, L, H und I eine andere sein wird. Von praktischer Bedeutung sind hauptsächlich diejenigen Steinstellungen, welche die grössten Werte für Geschwindigkeit, Beschleunigung und Kraft ergeben. Voraussichtlich wird dies eine der beiden Steinstellungen sein, bei denen der Stein sich in bezug auf die Kulisse in seiner Endlage befindet, wenn also der Steuerhebel voll ausgelegt ist. Es ist dabei angenommen, daß die Steinlagen H symmetrisch zum Kulissenaufhängepunkt G liegen, wenn die Kurbel in der Totlage ist. Von vornherein zu sagen, für welche Steinlage — ob für die oberste, die dem Vorwärtsfahren entspricht, oder für die unterste, die dem Rüchwärtsfahren der Maschine entspricht — Geschwindigkeit, Beschleunigung und Massendruck am größten wird, ist unmöglich. Die Steuerung ist demgemäß bei beiden Steinstellungen zu untersuchen, wobei es wichtig ist, aus dem Ergebnis der Untersuchung zu sehen, daß die Unterschiede in den Ergebnissen für oberste und unterste Steinstellung keine nennenswerten sind. Eine weitere ausgezeichnete Steinstellung ist noch die mittlere, d. h. jene, bei welcher der Stein vom Springen abgesehen, mit G zusammenfällt und in bezug auf die Kulisse in Ruhe bleibt. Von dieser Mittelstellung läßt sich ohne weiteres sagen, daß für sie die Geschwindigkeiten, Beschleunigungen und Kräfte nicht größer werden, als bei den Endlagen des Steins. Für einige besondere Punkte ist auch die Bewegung des Getriebes bei der mittleren Steinstellung untersucht worden, um zu zeigen, daß sie ähnlich verläuft, wie bei den Endlagen des Steins. Die Bewegungen der Punkte A, B, R, C, E und F sind für alle Steinlagen die gleichen und die Bewegung der Punkte I, H, L, M und N wird bei der Mittelstellung des Steins vorwiegend ihrer Größe nach eine andere sein; sie wird kleinere Werte für Geschwindigkeit und Beschleunigung ergeben als die Bewegung bei den Endlagen des Steins. Es ist somit anzunehmen, daß alle, zwischen Mittel- und Endstellung des Steins liegenden Steinstellungen keine besonders charakteristische Bewegung im Steuerungsgetriebe veranlassen.

Zur Durchführung der vorliegenden Aufgabe wurde der Kurbelkreis in 16 gleiche Teile geteilt (Fig. 1). Jeder Teilpunkt bezeichnet eine ganz bestimmte Kurbelstellung, für die man die Lage jedes Gelenkpunktes mit Hilfe von Zirkel und Lineal oder eines aus Papier gemachten Modells der Steuerung festlegt. Werden die ein-

zelnen Lagen eines Gelenkpunktes untereinander zu einem steten Linienzug verbunden, so erhält man dadurch den Weg des betreffenden Punktes. Die Entfernungen zweier benachbarter Punkte, auf der krummen Bahn gemessen, sind die Wege des Gelenkpunktes bei gleichen Zeiten. In der Fig. 1 sind diese Bahnkurven für die oberste Steinstellung eingetragen. Die durch die Untersuchung der Steuerung für die angenommene Zuggeschwindigkeit v = 120 km/Std. gefundenen Werte für Geschwindigkeit, Beschleunigung und Gelenkkraft sind in den Tab. 2—16 ge-

Tabelle 2. *Kurbelzapfen A.*

Kurbel-stellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	9,60	323,1	0	534	94	589	9,60	323,1	0	536	62	506
1	"	"	"	836	128	944	"	"	"	842	0	842
2	"	"	"	786	161	932	"	"	"	798	39	834
3	"	"	"	713	239	946	"	"	"	724	89	811
4	"	"	"	788	347	1135	"	"	"	762	175	936
5	"	"	"	871	290	1157	"	"	"	819	251	1069
6	"	"	"	767	52	815	"	"	"	747	234	956
7	"	"	"	656	84	597	"	"	"	658	152	778
8	"	"	"	602	99	549	"	"	"	601	110	670
9	"	"	"	279	102	293	"	"	"	262	75	260
10	"	"	"	823	192	1015	"	"	"	966	59	1023
11	"	"	"	1339	313	1652	"	"	"	1333	210	1542
12	"	"	"	1299	304	1599	"	"	"	1242	260	1500
13	"	"	"	1010	174	1184	"	"	"	956	238	1059
14	"	"	"	668	46	713	"	"	"	628	202	830
15	"	"	"	373	35	352	"	"	"	367	145	475

Tabelle 3. *Kreuzkopf R.*

Kurbel-stellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	0	269,8	+ 269,8	93	34	127	0	269,8	+ 269,8	94	22	72
1	3,09	258,3	+ 258,3	176	46	222	3,09	258,3	+ 258,3	220	0	220
2	5,94	224,3	+ 224,3	237	59	296	5,94	224,3	+ 224,3	245	14	260
3	8,24	160,5	+ 160,5	266	88	354	8,24	160,5	+ 160,5	274	33	307
4	9,53	57,4	+ 57,4	291	128	419	9,53	57,4	+ 57,4	291	64	355
5	9,42	79,4	— 79,4	305	101	406	9,42	79,4	— 79,4	300	93	393
6	7,66	220,4	— 220,4	270	19	289	7,66	220,4	— 220,4	264	86	350
7	4,36	330,8	— 330,8	189	31	158	4,36	330,8	— 330,8	189	56	245
8	0,18	377,3	— 377,3	126	36	89	0,18	377,3	— 377,3	126	40	166
9	4,09	341,2	+ 341,2	8	37	45	4,09	341,2	+ 341,2	22	27	6
10	7,54	236,9	+ 236,9	303	71	374	7,54	236,9	+ 236,9	194	22	216
11	9,47	91,8	+ 91,8	500	116	616	9,47	91,8	+ 91,8	496	77	573
12	9,70	51,0	— 51,0	488	113	601	9,70	51,0	— 51,0	463	96	558
13	8,35	164,2	— 164,2	377	65	442	8,35	164,2	— 164,2	356	90	446
14	6,03	231,0	— 231,0	238	17	255	6,03	231,0	— 231,0	247	74	322
15	3,11	263,2	— 263,2	84	13	71	3,11	263,2	— 263,2	84	53	137

Tabelle 4. *Punkt B.*

Kurbel-stellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	7,00	308,1	+ 4,5	579	128	666	7,00	308,1	— 4,5	582	83	535
1	7,35	302,9	+ 54,9	1008	174	1160	7,35	302,9	+ 54,9	1013	0	1013
2	8,15	283,9	+ 80,5	995	219	1202	8,15	283,9	+ 80,5	1016	54	1067
3	9,06	257,6	+ 42,6	952	327	1274	9,06	257,6	+ 42,6	964	122	1085
4	9,59	237,6	+ 17,7	1079	475	1553	9,59	237,6	+ 17,7	1043	239	1282
5	9,43	244,2	— 64,8	1889	396	1582	9,43	244,2	— 64,8	1118	344	1424
6	8,70	279,6	— 87,1	1023	71	1090	8,70	279,6	— 87,1	994	320	1303
7	7,61	319,2	— 81,4	811	115	698	7,61	319,2	— 81,4	811	208	992
8	7,03	337,8	— 8,4	682	135	594	7,03	337,8	— 8,4	683	150	795
9	7,45	324,2	+ 75,7	279	139	310	7,45	324,2	+ 75,7	262	102	262
10	8,51	286,8	+ 92,5	1126	263	1389	8,51	286,8	+ 92,5	1160	80	1240
11	9,37	247,6	+ 51,2	1838	430	2263	9,37	247,6	+ 51,2	1829	288	2116
12	9,60	235,8	— 10,0	1783	417	2195	9,60	235,8	— 10,0	1704	355	2058
13	9,18	254,2	— 61,7	1386	239	1624	9,18	254,2	— 61,7	1312	319	1631
14	8,26	280,9	— 81,9	905	63	967	8,26	280,9	— 81,9	874	277	1148
15	7,41	301,1	— 60,5	436	48	400	7,41	301,1	— 60,5	430	198	596

Tabelle 5. *Punkt C.*

Kurbel-stellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	7,46	185,9	— 171,0	173	53	129	7,46	185,9	— 171,0	171	34	203
1	4,75	270,5	— 268,7	116	71	147	4,75	270,5	— 268,7	115	0	115
2	1,91	198,2	— 197,9	110	70	165	1,91	198,2	— 197,9	116	17	128
3	0,24	93,4	— 93,4	83	65	143	0,24	93,4	— 93,4	86	24	108
4	0,47	41,7	+ 41,7	58	29	87	0,47	41,7	+ 41,7	54	14	68
5	0,95	51,0	+ 50,8	27	31	52	0,95	51,0	+ 50,8	23	27	43
6	1,85	108,4	+ 108,2	71	16	83	1,85	108,4	+ 108,2	66	69	126
7	3,66	207,0	+ 205,9	87	38	91	3,66	207,0	+ 205,9	88	69	118
8	6,56	281,8	+ 276,2	123	54	149	6,56	281,8	+ 276,2	132	59	24
9	9,25	186,1	+ 147,8	119	52	166	9,25	186,1	+ 147,8	131	38	99
10	8,94	248,5	— 224,9	250	67	318	8,94	248,5	— 224,9	270	21	290
11	4,59	463,0	— 462,1	287	45	321	4,59	463,0	— 462,1	286	31	309
12	0,81	431,7	+ 431,5	183	20	184	0,81	431,7	+ 431,5	183	15	184
13	5,08	297,0	+ 294,8	247	40	283	5,08	297,0	+ 294,8	234	54	281
14	7,61	165,3	+ 146,2	327	15	341	7,61	165,3	+ 146,2	319	74	392
15	8,48	95,0	— 3,9	323	18	305	8,48	95,0	— 3,9	330	67	398

Tabelle 6. *Punkt D.*

Kurbel-stellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	—	—	—	92	53	48	—	—	—	90	34	122
1	—	—	—	225	71	294	—	—	—	226	0	226
2	—	—	—	208	70	276	—	—	—	217	17	234
3	—	—	—	119	65	183	—	—	—	122	24	145
4	—	—	—	65	29	99	—	—	—	63	14	77
5	—	—	—	17	31	47	—	—	—	14	27	38
6	—	—	—	80	16	94	—	—	—	74	69	142
7	—	—	—	108	38	75	—	—	—	106	69	172
8	—	—	—	159	54	111	—	—	—	161	59	217
9	—	—	—	62	52	31	—	—	—	57	38	91
10	—	—	—	305	67	371	—	—	—	322	21	342
11	—	—	—	400	45	444	—	—	—	400	31	430
12	—	—	—	130	20	117	—	—	—	131	15	120
13	—	—	—	245	40	285	—	—	—	227	54	280
14	—	—	—	407	15	421	—	—	—	397	74	471
15	—	—	—	380	18	363	—	—	—	387	69	455

Tabelle 7. *Punkt E.*

Kurbel-stellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	7,16	227,6	— 60,5	204	135	264	7,16	227,6	— 60,5	206	86	86
1	6,32	236,7	— 74,4	375	174	531	6,32	236,7	— 74,4	384	0	384
2	5,75	221,3	— 19,7	465	213	672	5,75	221,3	— 19,7	492	52	543
3	5,80	189,1	+ 22,0	592	320	910	5,80	189,1	+ 22,0	604	119	723
4	6,05	165,7	+ 12,5	795	474	1268	6,05	165,7	+ 12,5	760	237	997
5	6,03	173,2	— 15,4	912	402	1312	6,03	173,2	— 15,4	839	349	1187
6	5,85	207,0	— 15,9	687	77	761	5,85	207,0	— 15,9	657	338	991
7	5,93	239,2	+ 44,2	334	127	228	5,93	239,2	+ 44,2	333	229	548
8	6,85	225,1	+ 103,2	144	148	155	6,85	225,1	+ 103,2	141	164	254
9	7,77	153,7	+ 37,6	166	143	302	7,77	153,7	+ 37,6	204	105	111
10	7,37	232,0	— 102,7	599	255	854	7,37	232,0	— 102,7	644	78	722
11	6,16	323,3	— 63,9	932	418	1348	6,16	323,3	— 63,9	928	280	1207
12	6,24	302,0	+ 58,7	983	422	1403	6,24	302,0	+ 58,7	910	361	1266
13	7,02	253,9	+ 65,3	867	253	1119	7,02	253,9	+ 65,3	786	339	1124
14	7,54	229,7	+ 27,0	645	68	711	7,54	229,7	+ 27,0	612	300	910
15	7,62	224,7	— 15,0	365	52	318	7,62	224,7	— 15,0	369	213	571

Tabelle 8. *Punkt F.*

Kurbelstellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	7,05	97,3	— 12,9	155	135	191	7,05	97,3	— 12,9	155	86	186
1	6,34	127,9	— 100,9	171	174	299	6,34	127,9	— 100,9	180	0	180
2	4,93	148,7	— 141,3	179	213	377	4,93	148,7	— 141,3	204	52	252
3	3,02	185,7	— 184,8	233	320	551	3,02	185,7	— 184,8	243	119	362
4	0,55	244,4	— 244,4	327	474	799	0,55	244,4	— 244,4	292	237	528
5	2,51	268,7	+ 268,2	367	402	760	2,51	268,7	+ 268,2	303	349	640
6	5,35	202,2	+ 194,5	228	77	298	5,35	202,2	+ 194,5	203	338	523
7	6,82	110,9	+ 62,8	75	127	53	6,82	110,9	+ 62,8	71	229	281
8	7,02	97,0	— 12,0	17	148	159	7,02	97,0	— 12,0	26	164	143
9	6,60	103,6	— 59,6	45	143	185	6,60	103,6	— 59,6	83	105	31
10	5,32	179,6	— 171,2	174	255	429	5,32	179,6	— 171,2	220	78	299
11	2,81	245,1	— 244,4	299	418	714	2,81	245,1	— 244,4	300	280	578
12	0,10	242,4	+ 242,4	350	422	767	0,10	242,4	+ 242,4	284	361	637
13	2,79	217,4	+ 217,0	317	253	568	2,79	217,4	+ 217,0	245	339	580
14	5,05	177,1	+ 169,8	248	68	320	5,05	177,1	+ 169,8	221	300	520
15	6,59	123,8	+ 90,9	183	52	142	6,59	123,8	+ 90,9	191	213	389

Tabelle 9. *Punkt G.*

Kurbelstellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	—	—	—	191	473	305	—	—	—	29	363	140
1	—	—	—	112	658	572	—	—	—	185	0	185
2	—	—	—	49	824	855	—	—	—	386	211	470
3	—	—	—	300	1224	1524	—	—	—	339	440	779
4	—	—	—	662	1764	2424	—	—	—	263	795	1051
5	—	—	—	871	1480	2348	—	—	—	196	1110	1270
6	—	—	—	513	288	800	—	—	—	104	1014	1064
7	—	—	—	115	499	384	—	—	—	43	746	788
8	—	—	—	37	592	624	—	—	—	23	564	573
9	—	—	—	88	572	656	—	—	—	77	401	343
10	—	—	—	221	960	1180	—	—	—	319	314	633
11	—	—	—	298	1380	1677	—	—	—	557	1127	1690
12	—	—	—	346	1249	1591	—	—	—	579	1440	2013
13	—	—	—	300	698	1495	—	—	—	440	1341	1778
14	—	—	—	254	193	447	—	—	—	272	1201	473
15	—	—	—	247	166	90	—	—	—	86	880	120

Tabelle 10. *Stein H.*

Kurbelstellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	1,85	9,5	— 4,5	49	486	525	1,84	9,3	— 4,3	49	311	362
1	1,72	17,0	— 15,6	113	647	759	1,71	24,0	— 22,9	164	0	164
2	1,47	29,1	— 28,7	138	773	910	1,35	35,4	— 34,7	250	194	444
3	1,01	53,5	— 54,1	278	1097	1374	0,85	50,6	— 5,0	315	419	734
4	0,19	86,9	— 86,6	457	1512	1968	0,15	69,2	— 69,2	361	795	1156
5	0,87	85,0	+ 85,0	540	1229	1769	0,70	73,5	+ 73,5	342	1107	1449
6	1,62	41,3	+ 40,4	287	235	522	1,45	49,2	+ 49,0	197	1060	1257
7	1,85	13,1	+ 4,7	85	420	335	1,78	17,0	+ 15,4	63	717	780
8	1,85	8,3	— 2,8	29	511	488	1,85	8,0	— 1,4	27	568	541
9	1,80	9,4	— 5,5	6	516	510	1,79	15,0	— 12,0	139	386	248
10	1,61	36,7	— 36,2	144	911	1055	1,51	44,0	— 43,3	334	286	620
11	0,95	76,4	— 76,4	376	1379	1755	0,82	69,5	— 69,4	413	982	1395
12	0,04	85,0	+ 82,5	518	1312	1829	0,03	71,3	+ 61,0	354	1198	1552
13	0,94	65,5	+ 65,5	456	760	1216	0,81	59,2	+ 59,0	258	1193	1451
14	1,53	36,6	+ 35,9	289	211	499	1,41	42,6	+ 42,4	214	981	1195
15	1,80	16,1	+ 13,5	116	177	62	1,75	26,4	+ 25,4	157	735	892

Tabelle 11. *Punkt I.*

Kurbel-stellung	Obere Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	1,85	12,8	— 4,5	5	0	5	1,82	12,7	4,8	4	0	4
1	1,72	18,1	— 15,2	15	88	102	1,71	24.7	— 23,1	23	0	23
2	1,48	29,2	— 28,2	33	194	226	1,35	35,6	35,1	34	47	80
3	1,02	54,2	— 54,2	93	364	458	0 86	50,8	50,6	86	135	221
4	0.19	87,5	— 87,5	189	558	748	0,15	70,7	— 70,7	101	285	385
5	0,88	85,6	+ 85,6	184	427	611	0,71	73,2	+ 73,2	79	370	448
6	1,63	41,2	+ 40,2	71	63	133	1,45	49,2	+ 49,0	36	283	318
7	1,83	13,1	+ 5,0	3	61	58	1,78	18 8	+ 15,4	8	105	112
8	1,85	12,3	— 2,8	3	3	6	1,84	12,2	— 1,4	2	2	5
9	1,80	12,5	— 5,1	5	66	70	1,79	16,3	— 11,3	29	52	81
10	1,62	36,9	— 35,8	33	226	194	1.51	43,3	42,4	104	75	179
11	0,96	76,8	— 76,7	118	452	565	0,83	69,9	— 70,0	151	345	496
12	0,04	85,8	+ 85,8	172	462	633	0,03	72 1	+ 72,1	129	454	582
13	0,95	65,9	+ 65,8	136	248	383	0,82	59,4	+ 59,2	86	379	464
14	1,54	36,6	+ 35,6	85	53	110	1,42	42,2	+ 41,5	59	258	316
15	1,80	17,3	+ 13,1	4	24	21	1,75	27,4	+ 25,2	27	103	130

Tabelle 12. *Punkt K.*

Kurbel-stellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	—	—	—	8	0	8	—	—	—	7	0	7
1	—	—	—	13	88	101	—	—	—	26	0	26
2	—	—	—	35	194	229	—	—	—	58	47	105
3	—	—	—	105	364	468	—	—	—	88	135	224
4	—	—	—	212	558	752	—	—	—	103	285	387
5	—	—	—	203	427	631	—	—	—	81	370	451
6	—	—	—	76	63	138	—	—	—	39	283	321
7	—	—	—	1	61	61	—	—	—	11	105	116
8	—	—	—	6	3	9	—	—	—	5	2	8
9	—	—	—	7	66	74	—	—	—	33	52	85
10	—	—	—	3	226	196	—	—	—	108	75	183
11	—	—	—	132	452	581	—	—	—	157	345	502
12	—	—	—	190	462	632	—	—	—	134	454	587
13	—	—	—	148	248	396	—	—	—	90	379	469
14	—	—	—	60	53	113	—	—	—	63	258	321
15	—	—	—	2	24	23	—	—	—	31	103	134

Tabelle 13. *Punkt L.*

Kurbel-stellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	1,87	17,3	— 6,8	29	486	512	1,89	17,5	— 7,0	28	312	289
1	1,70	24,5	— 17,9	41	632	667	1,67	26,3	— 24,5	59	0	59
2	1,45	30,3	27,8	15	712	709	1,33	35,1	— 34,7	100	196	296
3	1,00	53,6	53,3	18	943	945	0,83	49,4	— 49,2	100	423	523
4	0,23	85,6	— 74,1	40	1249	1280	0,17	68,9	— 58,0	66	804	870
5	0,85	85,1	+ 83,8	88	1035	1127	0,69	71,6	+ 70,5	9	116	1125
6	1,61	42,3	+ 41,9	120	213	334	1,43	50,8	+ 48,7	25	1069	1051
7	1,85	10,5	+ 5,2	58	408	349	1,80	25,4	+ 18,8	38	722	704
8	1,85	20,3	— 2,4	38	511	479	1,91	21,0	+ 4,5	41	569	534
9	1,80	18,7	3,1	34	506	477	1,92	13,8	— 9,3	85	383	297
10	1,65	36,4	— 34,4	24	847	823	1,62	48,1	— 47,8	129	281	406
11	1,00	77,4	— 76,8	12	1205	1218	0,85	77,7	— 76,4	95	955	1034
12	0,08	88,2	+ 86,2	75	1119	1194	0,15	78,0	+ 64,6	51	1164	1177
13	0,95	68,5	+ 68,2	116	664	779	0,90	61,6	+ 59,9	33	1063	1051
14	1,57	37,2	+ 37,2	111	195	306	1,51	46,5	+ 44,0	18	963	976
15	1,83	14,1	+ 12,2	55	173	118	1,81	28,5	+ 21,8	49	652	777

Tabelle 14. *Punkt M.*

Kurbel-stellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung						Mittlere Steinstellung		
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t
0	2,09	39,8	— 39,8	205	433	479	2,11	25,2	+ 25,2	236	277	364	0,00	32,6	+ 32.6
1	1,53	51,2	— 51,2	241	559	608	2,24	0,0	0,0	94	0	94	0,37	29,5	+ 29.5
2	0,91	57.6	— 57,6	106	629	639	2,13	16,1	— 16.1	25	173	175	0,68	23,9	+ 23,9
3	0,12	76,0	— 76,0	30	829	829	1,85	34.4	— 34,4	136	376	399	0,94	18.4	+ 18,4
4	0,88	101,5	+ 101,5	120	1108	1116	1,30	64,8	— 64,8	200	708	736	1,11	9,8	+ 9,8
5	2,05	85,0	+ 85,0	188	928	996	0,39	89,8	— 89,8	119	984	991	1,11	8,1	— 8,1
6	2,69	17,5	+ 17,5	118	192	225	0.65	85,0	+ 85,0	77	929	930	0,90	28,2	— 28.2
7	2,54	33,4	— 33,4	75	365	373	1,50	57,6	+ 57,6	168	632	654	0,50	40,0	— 40,0
8	2.05	42.4	— 42,4	171	463	493	2,08	45,0	+ 45,0	187	491	524	0,02	42,9	— 42,9
9	1,51	41,9	— 41,9	169	457	488	2,57	30,0	+ 30,0	60	328	333	0,48	41,3	+ 41,3
10	0,96	69,7	— 69,7	62	761	763	2,66	22,4	— 22,4	183	242	304	0.92	30,6	+ 30,6
11	0,03	98,5	+ 98,5	101	1075	1080	2,06	75,7	— 75,7	293	827	877	1.15	7,8	+ 7 8
12	1,18	88,8	+ 88,8	209	969	993	1,04	92,9	— 92,9	248	1015	1046	1,12	11,6	— 11,6
13	2,03	54,4	+ 54 4	185	594	622	0,00	85,3	+ 85,3	90	932	936	0,92	19,6	— 19,6
14	2,42	16,0	+ 16,0	79	175	192	0,95	76 7	+ 76,7	88	838	843	0,66	24,4	— 24,4
15	2,40	14,0	— 14,0	57	153	161	1,65	57,9	+ 57,9	233	633	675	0,37	29,4	— 29,4

Tabelle 15. *Punkt N.*

Kurbel-stellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung						Mittlere Steinstellung		
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t
0	1,16	226,5	— 194,1	212	57	268	1,17	324,7	+ 185,0	227	27	254	0,00	334,9	+ 334,7
1	3,33	323,3	+ 311,8	219	75	295	4,01	248,3	+ 227,9	158	0	158	3,67	280,9	+ 279,8
2	6,55	222.7	+ 222,4	130	80	209	6,30	209.3	+ 180,5	130	19	111	6,44	205,4	+ 193,0
3	8,56	147,2	+ 124,5	61	100	160	8,18	211,8	+ 146,5	101	42	62	8,34	180,0	+ 130,8
4	9,49	148,3	+ 42,6	27	130	135	9,60	187,3	+ 86,4	72	84	40	9,49	175,0	+ 68,2
5	9,53	203.8	— 47,2	65	108	111	9,82	142,8	— 60,1	27	117	137	9,68	171,6	— 46,7
6	8,22	264,4	— 187,7	134	22	113	8,03	247,6	— 244,9	133	123	256	8,17	264,6	— 195,7
7	5,04	360,5	— 337,2	236	40	276	4,42	350,3	— 343,7	207	89	296	4,69	359,8	— 357,8
8	1,06	403,6	— 202,9	245	48	293	0.97	401,3	+ 66,9	243	64	307	0,19	404.3	— 388,2
9	4,13	367,0	+ 360,7	222	48	270	4,78	371,2	+ 346,7	221	45	266	4,39	370,5	+ 368,9
10	7,85	260,3	+ 253,9	145	85	230	8,08	277,8	+ 207,0	145	31	115	8,05	263,7	+ 239,0
11	9,90	142,2	+ 81,2	34	126	156	9,54	205,4	+ 52,8	66	99	54	9,76	182,5	+ 57,4
12	9,80	184,6	— 81,4	74	114	60	9,66	179,8	— 38,5	33	112	96	9,66	179,1	— 50,8
13	8,32	224,0	— 154,0	110	69	47	8,65	150,6	— 125,8	62	108	162	8,42	188,2	— 133,3
14	6.40	222,2	— 179,1	114	20	94	6,56	232,4	— 232,4	130	96	226	6,51	211,8	— 192,3
15	4,04	249,4	— 222.2	166	19	184	3,34	327.6	— 315,4	207	78	283	3,70	274,3	— 270,3

Tabelle 16. *Punkt O.*

Kurbel-stellung	Oberste Steinstellung						Unterste Steinstellung					
	v	j	j_t	k'	k''	k	v	j	j_t	k'	k''	k
0	0,00	269,8	+ 269,8	418	57	475	0,00	269,8	+ 269,8	431	27	457
1	3,09	258,3	+ 258,3	418	75	494	3,09	258,3	+ 258,3	318	0	318
2	5,94	224,3	+ 224,3	270	80	351	5,94	224,3	+ 224,3	245	19	226
5	8,24	160,5	+ 160,5	139	100	239	8,24	160,5	+ 160,5	184	42	142
4	9,53	57,4	+ 57,4	32	130	162	9,53	57,4	+ 57,4	108	85	128
5	9,42	79,4	— 79,4	9	108	79	9,42	79,4	— 79,4	55	117	171
6	7,66	220,4	— 220,4	25	22	228	7,66	220,4	— 220,4	266	123	389
7	4,36	330,8	— 330.8	435	40	475	4,36	330,8	— 330,8	405	81	482
8	0,18	377,3	— 377,3	472	48	520	0.18	377,3	— 377,3	469	64	533
9	4,09	341,2	+ 341,2	380	48	428	4,09	341,2	+ 341,2	427	45	471
10	7,54	236,9	+ 236.9	289	85	374	7,54	236,9	+ 236,9	272	31	242
11	9,47	91,8	+ 91,8	76	126	202	9,47	91,8	+ 91,8	97	99	16
12	9,70	51,0	— 51,0	78	114	42	9,70	51,0	— 51,0	31	112	87
13	8,35	164,2	— 164,2	195	70	126	8,35	164,2	— 164.2	132	106	221
14	6,03	231.0	— 231,0	231	20	211	6,03	231,0	— 231,0	276	96	372
15	3,11	263,2	— 263,2	307	19	326	3,11	263,2	— 263,2	412	78	489

sammelt, und zwar bezeichnet v die Geschwindigkeit des betreffenden Punktes in m f. d. Sek., j die Beschleunigung in m f. d. Sek.^{2}, j_t die Tangentialbeschleunigung in m f. d. Sek.^{2}, k' in kg die am betreffenden Punkte angreifende Kraft, welche die dynamische Wirkung der äußeren Steuerungsteile, nämlich des ganzen Steuergetriebes ausschließlich Schieber und Schieberstange ersetzt, k'' in kg die Kraft, welche die dynamische Wirkung der inneren Steuerungsteile, nämlich Schieberstange mit Schieber ersetzt und k die Resultierende aus k' und k''. Die Normalbeschleunigung j_n ist nicht in die Tabellen aufgenommen, doch kann sie leicht berechnet werden aus der Gleichung

$$j_n^2 + j_t^2 = j^2,$$

die sich aus dem Umstand ergibt, daß die zusammengehörigen Werte der Beschleunigung, Tangentialbeschleunigung und Normalbeschleunigung ein rechtwinkliges Dreieck bilden. Ausserdem gestatten die Tabellen noch eine Berechnung des Krümmungshalbmessers r, der momentan von dem betreffenden Punkte durchlaufenen Bahnkurve; denn es muß nach einer früher gegebenen Gleichung sein

$$j_n = \frac{v^2}{r} \text{ oder } r = \frac{v^2}{j_n}.$$

(Schluß folgt.)

Kleinere Mitteilungen.

Kupplung von Michel.

Für Motorwagen sowohl, wie ortsfeste Maschinen wird von der Firma *Sabathe & Séailles* Paris, die sogen. *Michel*-Kupplung ausgeführt, deren Durchbildung nach „Engineering" etwa die folgende ist (s. Fig. 1 bis 5):

Fig. 1. Schnitt C—D.

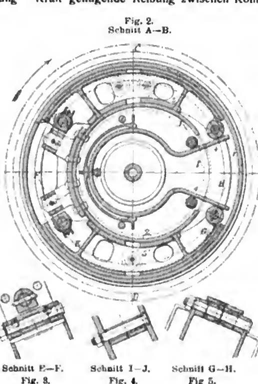


Fig. 2. Schnitt A—B.

Schnitt E—F. Fig. 3. Schnitt I—J. Fig. 4. Schnitt G—H. Fig. 5.

Auf der Motorwelle sitzt ein Flansch, auf den das zylindrische Gehäuse *1* aufgeschraubt ist. Der bewegliche Teil der Kupplung ist der Konus *2*, der mit Nut und Feder auf die Getriebewelle aufgesetzt und exzentrisch zur Wellenmitte ausgebildet ist (s. Fig. 2). In seinem Innern liegt die gebogene Blattfeder *4*, deren Enden aus einer Oeffnung des Konus herausragen und durch feste Anschläge (s. a. Fig. 4) in ihrer Lage zu dem Konus erhalten werden. Der Oeffnung gegenüber ist auf den Konus ein Stück aufgenietet, in welchem zwei Zapfen befestigt sind (s. a. Fig. 3). Diese tragen Pufferringe *3*, *3*. In dem Raume zwischen Konus und Gehäuse liegen zwei gebogene, schräg zulaufende Schuhe *5* und *5'*, die an ihren breiteren Enden jenen Puffern gegenüber ebenfalls Puffer erhalten. Ferner tragen sie noch Puffer (s. auch Fig. 5) am schmalen Ende, der Blattfeder gegenüber. In der Mitte der beiden Schuhe sitzen an *5* zwei und an *5'* ein Zapfen mit Ringen, die außen Rillen haben, und in diese sind federnde Ringe eingelegt, die ein Andrücken der Schuhe an den Konus herbeiführen (s. Fig. 1).

Die Kupplung arbeitet in folgender Weise: sobald der Bedienungshebel gelöst wird, drückt die Schraubenfeder (Fig. 1) den Konus gegen die inneren Flächen der Schuhe, diese werden nach außen getrieben und kommen in Berührung mit dem Gehäuse. Dreht sich dieses in der Pfeilrichtung (Fig. 2), so wird der Schuh *5* in den engeren Teil des Ringraumes, der Wirkung der Plattenfeder entgegen, hineingedrückt, bis die zur Uebertragung der Kraft genügende Reibung zwischen Konus und Gehäuse hergestellt ist. Der untere Schuh bleibt dagegen gelöst und wird gegen den Pufferring gepreßt, so daß er zur Uebertragung der Kraft nicht mithilft. Bei entgegengesetzter Drehrichtung sind die Rollen der beiden Schuhe natürlich vertauscht. Soll die Kraft in umgekehrter Richtung übertragen werden, wie das z. B. beim Voreilen des Wagens gegenüber dem Motor eintritt, so wird einer von den Pufferringen gegen den einen oder anderen der beiden Schuhe treten und ihn so weit verschieben, bis die Klemmwirkung eintritt.

Die Kupplung wird nach dem gleichen Grundsatz in verschiedenen Größen ausgeführt; über einige gibt die folgende Zusammenstellung Aufschluß:

Zu übertragende Leistung	Umdrehungen i. d. Minute	Abmessungen		Gewicht in kg
		Länge in mm	Äußerer Durchmesser in mm	
15 PS	sehr hoch	180	142	6
30—32 „	„ „	220	186	22
450 „	350	438	700	310
900 „	300	700	960	608
1000 „	80	1200	1560	2400

F. Mbg.

Zeitschriftenschau.

Brückenbau.

Beton-Brückengelenke. (*Neuffer.*) Bei der Wallstraßenbrücke in Ulm, welche als Dreigelenkbogen von 57 m Spannweite und 5,8 m Pfeilhöhe in Beton mit Stahlgelenken ausgeführt wurde, geschah das Versetzen dieser Gelenke mit großer Sorgfalt.

Die Stahlgelenke haben eine Auflagerfläche von rund 65×65 cm, jede Hälfte derselben ist 20 cm hoch. Ihre Köpfe sind nach Halbmessern von 40 und 45 cm geschliffen und übertragen eine größte Pressung von 3500 kg/qcm in den gehärteten Gelenkflächen, bei 7500 kg/qcm vorschriftsmäßiger Druckfestigkeit. Der größte Druck der Fußplatten auf den Beton beträgt 72 kg/qcm.

Die Verlegung der Gelenke geschah in folgender Weise: Die beiden Gelenkhälften wurden von dem Hüttenwerk in die richtige Lage gebracht und gegen Verschieben durch vier Schraubenbolzen gesichert, welche vor der Ausschalung durchsägt wurden.

Zur genauen Lagerung der Gelenke wurde der Gewölbebeton auf der einen Seite nur bis 7 cm an die Fußplatte herangeführt und vier Schraubbolzen in ihn einbetoniert. Auf diese Bolzen wurden Schraubenmuttern aufgesetzt, gegen welche sich die Fußplatte der einen Gewölbehälfte lehnte; hierbei hingen die beiden durch die oben erwähnten Schrauben verbundenen Gelenkhälften in einem fahrbaren Flaschenzug. Nunmehr konnte das genaue Einrichten der Gelenkhälften erfolgen.

Durch Regulierung der vier Schraubenmuttern, welche der einen Fußplatte als Stützpunkte dienten, wurde die genaue Flucht für die Gelenkauflagerflächen festgestellt. An den Kopfenden waren in jedem Gelenk zwei Stahlzäpfchen etwa 15 mm tief in die Achsen eingesenkt, so daß sie von einem Gelenkstück zum andern übergriffen. Hierdurch wurde eine genaue

Zentrierung ermöglicht. Auf den Gelenkrückenflächen wurde die Mittellinie aufgerissen, so daß die Gelenke auch in genaue Höhenlage gebracht werden konnten. Endlich ruhte die eine Gelenkhälfte auf einem vorstehenden, in Zementmörtel genau abgeglichenen Absatz des anschließenden Betons.

Der oben beschriebene Spielraum von 7 cm wurde mit Beton von ein Teil Zement auf zwei Teilen Porphyrsand sorgfältig ausgestampft.

Auf diese Weise wurden 26 Kämpfer- und 13 Scheitelgelenke von drei Mann in einer Woche versetzt.

Der Hohlraum, welcher die Gelenke aufnimmt, ist am Gewölberücken durch eine 10 cm starke Eisenbetonplatte abgedeckt. Dieselbe ist auf der Unterseite mit Dachpappe verkleidet, außerdem sind die Auflagerfugen im Betonbogen durch Gudron gedichtet. (Deutsche Bauzeitung 1907, S. 11 und 12.)

Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Eisenbahnwesen.

Die Schantungbahn. (*A. Wenz.*) Die von der Schantung-Eisenbahngesellschaft erbaute, 1904 eröffnete Bahn verbindet die Hafenstadt Tsingtau mit der Provinzhauptstadt Tsinanfu, sie hat 400 km Streckenlänge, wovon 42 v. H. in der Wagerechten, sowie eine 39 km lange Zweigstrecke in das Poschau-Tal, und soll vor allem der Erschließung der Kohlen- und Erzgebiete im Innern von Schantung dienen. Die in die Konzession einbegriffenen, weiter in das Innere der Provinz hineinreichenden Linien Tsinanfu—Ztschoufu—Kaumi, welche die Schantungbahn zu einem geschlossenen Dreieck vervollständigen sollen, haben die vorbehaltene besondere Baugenehmigung der chinesischen Regierung noch nicht erhalten. Die für die Vorarbeiten notwendigen Längenmessungen und Geländeaufnahmen wurden mit einer von acht geübten Sänftenkulis getragenen Sänfte vorgenommen, indem die fast genau gleichmäßigen Schritte durch ein Pedometer gezählt und die Wegzeiten durch eine Stopuhr festgestellt wurden. Die Linienführung wurde besonders durch das Vorhandensein zahlreicher zerstreut liegender Grabstätten, deren Beseitigung nur unter großen Geldopfern zugestanden wurde, erschwert. Die Enteignung von Grundstücken war mangels irgend welcher Grundbücher außerordentlich schwierig. An Brückenkonstruktionen in Eisen waren 9800 t aufzustellen, die Ausführung der Brückenaufstellungsarbeiten war der *Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg* und *Maschinenbaugesellschaft Nürnberg* (*M. A. N.*) übertragen. Als Schlosser, Nieter und Zimmerleute für die Brückenarbeiten wurden chinesische Kulis angeworben, die für die Arbeit erst angelernt werden mußten. Die vorzügliche Arbeitsleistung und Zuverlässigkeit besonders der chinesischen Nieter wird besonders hervorgehoben, trotzdem der Lohn eines chinesischen Schlossers nur $^1/_3$ des für deutsche Verhältnisse üblichen betrug. Ein chinesischer Tagelöhner erhält im allgemeinen nur $^1/_7$ des in Deutschland üblichen Tagelohnes. Die Rüstung wurde mittels eiserner Hilfsgerüste ausgeführt, die zweiwandigen Rüstträger bestehen aus vier gleichartig ausgebildeten Dreiecksstützen, die durch Zugbänder, Querrahmen, und oberen Horizontalverband untereinander verbunden sind. Für hohe Ueberführungen wurden die verlängerten Rüstträger auf eiserne Turmpfeiler aufgesetzt; der Materialverkehr wurde während der Brückenbauten über vorläufige Umgehungsgleise geleitet. Die Wasserverhältnisse bereiteten wegen des in den Regenmonaten stattfindenden Anschwellens der Wasserläufe besondere Schwierigkeiten für die Gründungen. Der Wei-Fluß hatte z. B. im Winter und Frühling 1902 bei niedrigstem Wasserstand unter der vorläufigen Brücke eine Durchflußbreite von 20 m bei nur 1 m Tiefe, während des Hochwassers dagegen eine größte Breite von 1650 m bei 5,2 m Durchschnittstiefe. Nachdem die verschiedenartigsten Gründungsweisen erprobt und als ungeeignet befunden waren, ging man allgemein zur Eisenpfahlgründung über. Es wurden 12—14 m lange I-Träger von 50 kg/m Gewicht mit Dampframmen in den Boden getrieben, die Pfähle hatten geschmiedete Schuhe und wurden zur Vergrößerung der Umfangsreibung mit Holz bekleidet. Die Pfahlspitze reichte 6—10 m unter Flußsohle, der Pfahlkopf saß 2-6 m im Fundamentkörper. Die Pfähle der Außenreihen erhielten eine Schrägstellung 1:5. Die durchschnittliche Belastung betrug 35 t für den Pfahl. Um die für ein besonderes Bauwerk bestimmte Pfahlgruppe wurde eine 10 cm starke Spundwand geschlagen und nach Ausschachtung Beton vom Mischungsverhältnis 1:3:5 bis 1:4:6 trocken eingebracht. Die Vorteile dieser Gründungsweise beruhen in der Sicherheit der Ausführung, in der Schnelligkeit der Herstellung und in der Kostenersparnis. Die Kosten für 1 m Unterbau der fertigen Brücke einschließlich der Transportkosten betrugen bei Brunnengründung durchschnittlich 1700 M, die Eisenpfahlgründung kostete etwa 200—500 M weniger. (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1907, S. 41—47.)

S

Größe der Pufferteller von Eisenbahnfahrzeugen. (*Chabal & Beau.*) Die Pufferteller müssen derartige Abmessungen haben, daß sich die einander berührenden Puffer zweier im Zuge hintereinander laufender beliebiger Wagen stets um ein bestimmtes Maß überdecken, wie verschieden auch die gegenseitige Stellung der beiden Wagen sein möge. Bei zu geringer Größe der Pufferteller kann es, besonders bei Drehgestellwagen, vorkommen, daß sich die Puffer ineinander einhaken, was die ernstesten Folgen nach sich ziehen würde. Die Ueberdeckung der Puffer ist abhängig: 1. Von der Höhe der Puffermitte, 2. von dem Abstand der Puffermitten eines Wagens, 3. von dem Durchmesser der Pufferteller, 4. von der Krümmung der Strecke, 5. von einzelnen Abmessungen des Wagens (Abstand der Endachsen, Achsstand der Drehgestelle, Ueberhang des Wagens, d. h. Abstand der Endachse von der Pufferstoßfläche, Spiel der Achsen in der Gleisspur und des Untergestells gegenüber den Achsen). Zunächst wird die Frage unter der Voraussetzung behandelt, daß die Höhe der Puffer über Schienenoberkante bei den hintereinander laufenden Fahrzeugen gleich sei. Sollen sich die einander berührenden Puffer um das Mindestmaß r überdecken und wird mit D_m der Abstand der Puffermitten des Fahrzeuges M, mit D_n derselbe Abstand für Fahrzeug N bezeichnet, so ergibt sich für die gegenseitige Verschiebung ϵ der Mittellängsachsen beider Fahrzeuge, gemessen in der Pufferebene und die Puffertellerdurchmesser δ_m bezw. δ_n die folgende Beziehung:

$$\delta_m + \delta_n > 2r + 2\epsilon \pm (D_m - D_n).$$

Um in dieser Beziehung das Maß ϵ zu ermitteln, welches bei zwei aneinander gekuppelten Wagen vorkommen kann, werden zunächst Gleichungen für die Verschiebung der Mittellängsachse eines Fahrzeuges aus der Gleisachse aufgestellt, und zwar für Wagen ohne und mit Drehgestell in geraden Strecken und Krümmungen. Für die Bestimmung der Größe der gegenseitigen Verschiebung ϵ kommen dann verschiedene Fälle in Betracht, je nachdem sich das eine Fahrzeug in der Geraden, das andere in der Kurve, beide Fahrzeuge in der Geraden oder in der gleichen Kurve, oder das eine Fahrzeug in der Kurve, das andere in der entgegengesetzt gekrümmten S-Kurve befindet. Durch Verbindung dieser Beziehungen mit den obengenannten Abmessungen der Wagen werden sodann Formeln für die Bestimmung des Puffertellerdurchmessers entwickelt. Betrachtet man das Fahrzeug in seiner geometrischen Lage, d. h. nimmt man an, daß die Längsmittelachse des Fahrzeugs als Sehne des Krümmungskreises der Gleismittellinie eine Stellung hat, in der die Mitten der Radachsen mit der Gleismittellinie zusammenfallen, so werde der radiale Abstand des äußersten Endes der Längsmittelachse von dem Krümmungskreise mit E bezeichnet. Nun haben aber die Versuche gezeigt, daß ein Fahrzeug in Gleiskurven von kleinem Halbmesser, z. B. $R = 150$ m, wie die hier betrachtete, sich nicht in der geometrischen Lage einstellt, sondern, daß die Vorderachse an die äußere, die Hinterachse an die innere Schiene der Gleiskurve anläuft, und das ganze mögliche Spiel der Achse in den Lagern und der Achsbuchsen in den Achsgabelführungen aus-

genutzt wird. Das äußerste Ende der Längsmittelachse des Wagens verschiebt sich also aus der geometrischen Lage nach außen bezw. nach innen um das Maß + bezw. — *e*. So ergibt sich z. B. für den Fall, daß beide Fahrzeuge in der gleichen Kurve laufen unter Einsetzung der gebräuchlichen Zahlenwerte für den notwendigen Puffertellerdurchmesser der Wert:

$$\delta > 2\,e + 2\,(E - 50) + (D - 1735).$$

Im weiteren werden dann die Puffertellerdurchmesser unter der Voraussetzung ermittelt, daß die Pufferhöhe der Fahrzeuge verschieden ist. Der Puffertellerdurchmesser darf jedoch keinesfalls die durch Artikel 1 des Schlußprotokolls der internationalen Konferenz zu Bern festgestellten Mindestwerte unterschreiten (340 mm für neue Fahrzeuge). Nach den erhaltenen Formeln sind eine Anzahl Wagen der *Paris-Lyon-Mediterranée* und der *Internationalen Schlafwagengesellschaft* nachgerechnet worden, die Ergebnisse dieser Rechnung sind in einer Tabelle zusammengestellt. Als Mindest- bezw. Höchstwert für das Spiel der Achse zwischen den Schienen ist 8,5 bezw. 23,5 mm angenommen, für das Spiel der Achswelle in den Lagern jederseits 1 bezw. 2,5 mm, für die seitliche Verschiebung der Achsbüchsen gegen die Achsgabelführungen jederseits 5 mm. Das Gesamtspiel beträgt danach im Höchstfall 31 mm, der Mindestwert 14,5 mm. (Revue générale des chemins de fer 1907, Bd. I S. 3—35.) *S.*

Eisenbeton.

Umschnürter Beton (beton fretté). *(Deifel.)* Im Druckereigebäude von *Rohrer* in Brünn sind die von *Considère* erfundenen Betonsäulen mit umschnürtem Beton in größerem Umfange verwendet. Die gewöhnlichen Betonsäulen mit einfacher Längsarmierung haben den Nachteil, daß ihr Querschnitt bei großer Belastung immer noch ziemlich groß und sperrig ausfällt. Nach *Considère* werden die Längseisen durch eine kräftige Drahtspirale umwickelt, welche die Tragfähigkeit einer Betonsäule besonders dadurch erhöht, daß die gedrückten Betonteilchen am seitlichen Ausweichen bezw. Gleiten verhindert werden. Infolgedessen kann bei umschnürten Säulen auch die zulässige Inanspruchnahme gesteigert werden. Die nach *Considère*s Formeln berechneten Abmessungen ergeben bedeutend schlankere Säulen, wie folgendes Beispiel zeigt:

Für eine Belastung von 181 t ist eine gewöhnliche Eisenbetonsäule mit 70/70 cm Seitenlänge und 8 Rundeisen von 35 mm Durchmesser erforderlich.

Dieselbe enthält auf 1 m Länge:

0,49 cbm Beton
und 70 kg Eisen.

Für die gleiche Belastung ist eine nach *Considère* konstruierte Säule mit acheckigem Querschnitt von 50 cm Stärke, welche 10 Rundeisen von 30 mm Durchmesser als Längsarmierung und eine Spirale mit 15 Windungen auf 1 m Länge von 15 mm Durchmesser enthält, erforderlich.

Dieselbe enthält auf 1 m Länge:

0,177 cbm Beton,
55 kg Eisen-Längsarmierung,
35 kg Eisen-Spiralarmierung.

Hierbei ist die *Considère*sche Säule mit etwas über 4facher Sicherheit konstruiert. Ueber die Wirkung der Spiralarmierung sind noch weitere Versuche abzuwarten. (Beton und Eisen, 1907. Seite 11—13.) Dr. Ing. *P. Weiske.*

Betonpfahl-Gründung. *(Stern.)* Bei der Gründung mehrerer Wohngebäude in Wien, welche auf angeschüttetem Boden stehen, zeigte sich, daß selbst eine 1,5 m starke über die ganze bebaute Fläche laufende Schlackenzementplatte, auf welcher die Gebäude errichtet waren, nicht ausreichte, um ein Ausweichen der Haupt- und Mittelmauern zu verhindern. Da der Untergrund nachgiebig war, tauchte die Betonplatte an den stark belasteten Stellen tiefer in denselben ein, wodurch einzelne Mauern sich schief stellten, wenngleich die Platte selbst biegungsfest blieb.

Stern befestigte daher bei weiteren Bauten die Betonplatte durch tief in den Untergrund eingetriebene Betonpfähle, welche unter den tragenden Mauern angeordnet sind. —

Für die Verteilung der Pfähle wurde angenommen, daß die Betonplatte nur $^1/_2$ kg/qcm Druck auf den schlechten Baugrund überträgt, während der größere Teil des Fundamentdruckes durch den Eindringungswiderstand der Pfähle an ihrem Umfange aufgenommen wurde. Hierbei erreichten die wenigsten Pfähle den gewachsenen Boden. Der Erfolg dieser Anordnung war, daß nach Fertigstellung des Baues keinerlei Schiefstellen oder Reißen der Mauern beobachtet werden konnte.

Die Betonpfähle haben eine besondere, gesetzlich geschützte Konstruktion. —

Stern rammte Blechrohre von 2,5 m Länge in den Boden ein. Zum Einrammen dient ein in das Blechrohr gut eingepaßter Kern. Nach dem Herausziehen dieses Kernes hat man ein in seinem unteren Ende mit einem Blechrohr ausgefüttertes, schwach konisches Erdloch, welches mit Stampfbeton ausgefüllt wird. Durch diese Anordnung fällt die Verwendung fertiger Betonpfähle, welche mit Rücksicht auf die große Rammbeanspruchung eine sehr lange dauernde Erhärtung erfordern, weg. Die Rammarbeit ist bei Verwendung von fertigen Betonpfählen außerdem bedeutend schwieriger und kostspieliger.

Bei der beschriebenen Bauausführung wurden 527 Blechrohr-Betonpfähle mit bestem Erfolge verwendet. (Beton und Eisen, 1907, S. 1—4.) Dr. Ing. *P. Weiske.*

Eisenbeton im Eisenbahnbau. *(Haimovici.)* Für die besonderen Zwecke des Eisenbahnbaues sind von der Königlichen Eisenbahndirektion Berlin vorläufige Bestimmungen für das Entwerfen und die Ausführung von Ingenieurbauten in Eisenbeton erlassen. Dieselben verlangen für Bauten, welche der Einwirkung der Witterung, der Nässe, der Rauchgase besonders ausgesetzt sind, rissefreie Konstruktionen und dementsprechend auch den rechnerischen Nachweis der größten Zugspannungen, welche sich im Beton aus der Biegungsbeanspruchung ergeben. Außerdem wird noch die gewöhnliche Berechnung mit Ausschluß der Betonzugspannungen verlangt, um die Maximal-Eisenzugspannungen festzustellen. Die Zugfestigkeit des Betons ist an besonderen nicht armierten Betonträgern unter Benutzung der gewöhnlichen Biegungsformeln nachzuweisen. Von dieser Zugfestigkeit sind je nach Spannweite und Belastungsart als Zugspannung 67 bis 40 v. H. zugelassen.

Haimovici weist an einzelnen Zahlenbeispielen nach, daß die Einhaltung dieser Bestimmungen für den Eisenbetonbau unvorteilhaft ist und wirtschaftlich sehr ungünstige Werte liefert.

Insbesondere wird die Anwendung von Plattenbalken, welche durch die große Ersparnis an Eigengewicht gegenüber den einfachen Eisenbetonplatten einen großen Fortschritt darstellen, nahezu ausgeschlossen.

Nach *Haimovici* sind die zulässigen Zugspannungen bis auf 100 bis 60 v. H. der ermittelten Versuchswerte heraufzusetzen, da die nach den gewöhnlichen Biegungsformeln berechneten Werte viel zu hohe Zugspannungen liefern, weil die Abnahme des Elastizitätsmoduls des Betons bei Zunahme der Belastung nicht berücksichtigt wird. Da die Bestimmungen von der Behörde nur als „vorläufige" angesehen werden, so sind zur Verbesserung und Ergänzung derselben im Interesse des Eisenbetonbaues weitere Untersuchungen und Versuche dringend erwünscht. (Beton und Eisen, 1906, S. 313—315, 1907, S. 21—23.) Dr. Ing. *P. Weiske.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Motorwagen und Lokomotive. Auf den ungarischen Lokalbahnen hat sich der Motorwagenbetrieb nicht gut bewährt, und es entstand die Frage, ob es nicht wirtschaftlicher wäre, statt

Motorwagenzüge kleinere Lokomotiven einzuführen. Mit diesen erhält man eine größere Betriebssicherheit, da der Lokomotivkessel gegen hartes Speisewasser und schlechte Kohle nicht so empfindlich ist als der Kessel des Motorwagens, außerdem ist der Mechanismus einer Lokomotive stärker und darum verläßlicher als der des Motorwagens. Durch Versuchsfahrten mit einer Verbundlokomotive und eines 80 PS starken *De Dion*-Motorwagen wurde festgestellt, in welchem Verhältnis der Kohlen- und Wasserverbrauch bei beiden steht.

	Motorwagen	Lokomotive
Rostfläche	0,589 qm	0,69 qm
Heizfläche	25 „	31,3 „
Dampfspannung	18 at	12 at
Dienstgewicht	26,1 t	18,36 t
Durchmesser der Triebräder	1,02 m	0,856 m

Der Mehrverbrauch an Kohlen war beim Motorwagen für 1 $^t/_{km}$ bei ordentlicher Feuerung um 80—100 v. H. größer als bei der Lokomotive.

Hinsichtlich des Oelverbrauches wurde kein Unterschied gefunden. Beim Anheizen ist der Motorwagen im Vorteil, weil dieser zur Erreichung der Betriebsdampfspannung weniger Zeit und weniger Brennmaterial bedarf als die Lokomotive. Dieser Umstand spielt jedoch bei einem beständigen Betriebe keine besondere Rolle und dieser Nachteil kann durch Verwendung eines geeigneten Lokomotivkessels bedeutend vermindert werden.

Der Lokomotivkessel braucht außerdem geringere Aufmerksamkeit als der Motorkessel, und die Unterhaltungskosten einer solchen Lokomotive mit einem Personenwagen sind stets kleiner als die eines Motorwagens. (Zeitung d. Ver. deutsch. Eisenbahnverw. 1907, S. 127—129.) *W.*

Der Freibahnzug. (*Heller.*) Der Motorlastzug, der auf gepflasterten oder chaussierten Straßen ohne Gleis verkehren soll, besteht aus der einachsigen Lokomotive, dem einachsigen Tender und einer Anzahl einachsiger Anhängewagen. Die Treibräder der Lokomotive haben 1800 mm Durchmesser und 250 mm Breite, sie werden unabhängig voneinander durch dreifaches Vorgelege, durch je eine vierzylindrige einfach wirkend stehende Dampfmaschine angetrieben, die durch Kugelventile gesteuert wird. Der Dampferzeuger ist ein Wasserrohrkessel mit senkrechter Wasserkammer, ⊂ förmig gebogenen Wasserrohren und oberem Dampfsammelrohr, zur Feuerung dient ein Teerölbrenner. Der Kessel hat 15 qm Heizfläche und liefert Dampf von 15 at. Der Tender enthält 2000 l Wasser und 800 l Oel, die Verbindung des Tenderrahmens mit dem Rahmen der Lokomotive erfolgt durch einen genieteten Längsträger der an zwei senkrechten Drehzapfen in der Mitte der Achse angreift. Die einander zugekehrten Enden des Rahmens der Lokomotive und des Tenders sind als Kreissegmente mit dem Drehzapfen des Längsträgers als Mittelpunkt ausgebildet, und greifen mittelst Verzahnung ineinander, so daß bei Drehung des Lokomotivrahmens gegen den Längsträger auch der Tender zwangläufig gedreht und somit gelenkt wird. Aehnlich sind die Anhängewagen durch bogenförmige Segmente paarweise miteinander verbunden. Die großen Räder der Anhängewagen sind auf Kugeln gelagert, jedes Wagenpaar trägt einen Bremsersitz. Lokomotive und Wagen haben verschiedene Spur, das Gewicht des Zuges, das 18—20 t betragen kann, soll daher keine unzulässige Abnutzung der befahrenen Straße ergeben. (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1907, S. 121—124.) *S.*

Hochbahnwagen. Die Wagen der *Boston Elevated Railway* stellen die höchste bisher erreichte Stufe für aus Stahl gebaute Personenwagen dar. Sie haben 48 Sitzplätze und neben zwei 825 mm breiten Türen an den Enden, die zum Aussteigen bestimmt sind, in der Mitte jeder Seite einen 1020 mm breiten Eingang, sind etwa 14 200 mm lang, 2600 mm breit und von Unterkante Längsträger bis zur Dachoberkante 2880 mm hoch. Das Gewicht eines Wagens beträgt schätzungsweise 12 t. Der Bodenrahmen besteht ganz aus Stahl; die äußeren Längsträger sind ebenso wie die Kopfschwellen aus mit Winkeleisen versteiften Stahlblechen, die innen liegenden Längsträger aus 230 mm hohen U-Eisen hergestellt. Alle aufgehenden Pfosten sind aus T-Eisen, die Eck- und Türpfosten sowie die Fensterleisten aus besonders profilierten Eisen hergestellt. Die Verstärkungen und Verkleidungen der Doppelpfosten sind aus Stahl. Die Wände sind mit $^1/_8$ zölligen, ebenso das Dach mit kalt gewalzten Blechen bekleidet, wobei jedes Blech ungestoßen den ganzen Wagen entlang läuft. Das Dach ist aus 12 mm starkem, mit Nut und Feder versehenem Whitewood hergestellt und mit einer Lage Segeltuch bekleidet, das mit einer dicken Paste aus Bleiweiß und Firniß aufgebracht ist. Ueber jeder Tür und an jedem Wagenende sitzen Dachrinnen aus Kupfer. An den Enden jedes Wagens sind senkrechte Handräder zum Anziehen der Bremsen vorhanden. Zwischen den Wagen befinden sich, um auf den Bahnhöfen ein Hineinstürzen in den Zwischenraum zu hindern, Gitter nach Art der Nürnberger Scheren aus 25 mm U-Eisen.

Die Türen, die durch Druckluft geschlossen werden, bestehen aus Mahagoniholz, die innere Verkleidung unter den Fenstern und die Fensterrahmen aus Stahl. Außer den Türen ist nur noch der Lattenteppich im Wagen aus Holz.

Die Wagen laufen je auf zwei *Brill*-Drehgestellen von 1830 mm Radstand bei 865 mm Durchm. der angetriebenen und 790 mm Durchm. der anderen Laufräder und sind mit je einem Motor ausgerüstet. Die Steuerung der Motoren erfolgt mittels der Vielfachsteuerungsapparate der *General Electric*. Zum Bremsen dient die elektro-pneumatische *Westinghouse*-Bremse. Der vollständig ausgerüstete Wagen wiegt 15,4 t. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 73—75.) *Pr.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Ernstes und Heiteres aus dem Zaubereiche der Wünschelrute. Mit besonderer Beachtung der modernen Rutenkünstler. Von *Friedrich König*, Ingenieur und Hydrotekt. Verfasser von: Anlage und Ausführung von Wasserleitungen, Anlage und Ausführung von Städtekanalisationen. Das hydrotechnische Rechnen mittels Hilfstabellen. Taschenbuch des Hydrotekten. Wasserversorgung innerhalb der Gebäude. Leipzig, 1907. Otto Wigand. Preis geh. M. 1,50.

Betontaschenbuch 1907, zwei Teile, erster Teil in Leinwand gebunden mit 45 Abb., zweiter Teil geheftet mit 58 Abb. Berlin. Tonindustrie-Zeitung. Preis M. 2,—.

Adreßbuch der deutschen Gummi-, Guttapercha- und Asbest-Industrie und verwandter Geschäftszweige, wie Kabel-, Celluloid- und Linoleum-Industrie nebst einer Bezugsquellenliste. V. Ausgabe. Dresden, 1907. Steinkopff & Springer. Preis geb. M. 5,—.

Der Gasstromerzeuger. Eine neue Wärmekraftmaschine für motorische- und Heizzwecke im Motorenbau, in der Kalk- und Zementfabrikation, der keramischen und chemisch-technischen Industrie, Metallurgie usw. und in der Luftschiffahrt. Von Dr *Richard Wegner*, Physiker und Dipl.-Ing. in Heidelberg. Mit 7 Abb. Rostock i. M., 1907. C. J. E. Volckmann Nachf. Preis geh. M. 1,50.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 17. **Berlin, 27. April 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Ein neuer Wasserstandsalarmapparat für Kessel unter Druck.

Von Dr. **A. Koepsel.**

Ein Ueberblick über die durch Explosion von Dampfkesseln hervorgerufenen Unfälle lehrt, daß die meisten dieser Katastrophen dadurch entstehen, daß dem Kessel nicht genügend Wasser zugeführt wurde. Sinkt nämlich das Niveau des Wassers unter eine bestimmte Grenze, so daß die mit der Feuerung in Berührung kommenden Kesselwände glühend werden, so wird hierdurch ihre Festigkeit bedeutend herabgesetzt. Ist dieser Zustand erreicht, so bietet es noch größere Gefahr nun dem Kessel Wasser zuzuführen, indem die glühenden Kesselwände in Berührung mit dem frisch zugeführten Wasser das Leidenforstsche Phänomen hervorrufen, das bekanntlich nach genügender Abkühlung der Kesselwand zu einer explosionsartigen Dampfbildung führt, der auch der stärkste Kessel keinen Widerstand entgegenzusetzen vermag, und eine folgenschwere Kesselexplosion ist in solchen Fällen die unvermeidliche Folge.

Aber nicht nur bei Hochdruckdampfkesseln, sondern auch bei solchen für Niederdruck, wie sie z. B. jetzt vielfach bei Niederdruck-Dampf-Heizungen und auch bei Warmwasserheizungen verwendet werden, hat ein zu niedriger Wasserstand meist den Ruin des Kessels zur Folge und wenn dabei auch nicht so folgenschwere Katastrophen eintreten können, wie bei einem Hochdruckkessel, so ist doch der pekuniäre Schaden meist ein so bedeutender, daß eine Einrichtung, welche diesem Zustande in sicherer Weise vorzubeugen imstande ist, überall freudig begrüßt werden dürfte.

Daher haben solche Einrichtungen längst das Interesse der Techniker rege erhalten, und es besteht eine ganze Reihe derartiger Apparate, welche bestimmt sind, den oben angeführten Gefahren vorzubeugen und die diese Aufgabe in mehr oder minder vollkommener Weise zu lösen suchen.[1])

Die meisten dieser Apparate sind indessen so beschaffen, daß sie nach dem Funktionieren nicht von selbst wieder in Betriebsbereitschaft treten, sondern hierzu durch irgend eine Manipulation erst wieder vorbereitet werden müssen. Sie sind daher von der Zuverlässigkeit des Personals abhängig, was bei Sicherheitsapparaten als ein Mangel bezeichnet werden muß. Andere derartige Apparate erfordern die Benutzung von Kontakten, die in Wasserstandsgläser eingeschmolzen werden müssen, wodurch die ohnehin schon zweifelhafte Haltbarkeit der letzteren noch weiter herabgesetzt wird.

Der neue Wasserstandsalarmapparat besitzt diese Mängel nicht; er bleibt so lange in Tätigkeit, bis der Wassermangel behoben ist und tritt dann von selbst wieder in Betriebsbereitschaft; er bedarf keines in das Wasserstandsrohr eingeschmolzenen Kontaktes, ja noch mehr, es braucht bei ihm das Wasserstandsrohr nicht einmal aus Glas zu bestehen, sondern dasselbe kann ebensogut aus Metall gefertigt werden. Ferner kann der Apparat auf jeden beliebigen Wasserstand eingestellt werden.

Fig. 1 zeigt schematisch die Anordnung dieses Apparates. Ein in Spitzen drehbarer permanenter Hufeisenmagnet m umfaßt mit seinen beiden Schenkeln das Wassserstandsrohr r, in dem sich ein Schwimmer a auf- und abwärts bewegen kann, welcher in seinem Hohlraum den Eisenring e enthält. Der Magnet hat nach der hinteren Seite etwas Uebergewicht, so daß er für gewöhnlich auf der Spitze s_1 aufliegt. Sobald nun der Schwimmer die Verbindungslinie der beiden Pole des Magneten passiert, erhält letzterer infolge der Anziehung zwischen Eisenring und Magnet ein Uebergewicht nach vorn, er kippt daher um und legt sich gegen die Spitze s_2, die mit einem Platinkontakt ausgestattet ist. Hierdurch wird ein elektrischer Stromkreis geschlossen, und eine Alarmglocke in Tätigkeit gesetzt. Wird nun der Wassermangel behoben, so zieht der aufsteigende Schwimmer den Magneten wieder nach sich, wodurch der Kontakt s_2 aufgehoben wird, um bei abermaligem Sinken sofort wieder hergestellt zu werden. Sollte auch der Schwimmer einmal beim Aufstieg vom Magneten festgehalten werden, was bei sehr kräftigen Magneten oder geringem Auftrieb des Schwimmers eintreten könnte, so wird doch infolge des Auftriebes der Kontakt s_2 so lange offengehalten, bis beim Sinken des Wasserstandes der Auftrieb so gering geworden ist, daß der Schwimmer wieder zu sinken beginnt, wodurch das Uebergewicht des Magneten nach hinten aufgehoben und der Kontakt s_2 geschlossen wird.

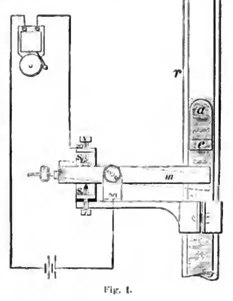


Fig. 1.

Fig. 2 zeigt den vollständigen Apparat. Derselbe wird zum Schutze gegen Staub in eine gut schließende Büchse eingeschlossen, wie Fig. 3 zeigt.

[1]) D. p. J., S. 16 d. Bd.

Um den Kontakt s_2 möglichst sicher zu machen, ist es notwendig, die Masse des Eisenringes nicht zu klein zu wählen, da man in der Entfernung zwischen den

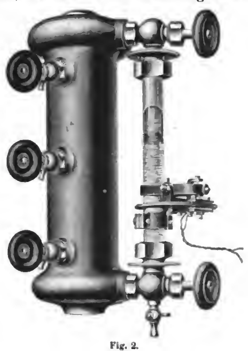


Fig. 2.

Magnetpolen und dem Eisenring beschränkt ist, erstens durch die Glasstärke des Rohres, welche aus Haltbarkeitsrücksichten nicht zu klein gewählt werden darf und zweitens, weil der Schwimmer im Interesse seiner guten Beweglichkeit einen gewissen Spielraum im Rohr haben muß, damit seine Beweglichkeit nicht etwa durch den unvermeidlichen Ansatz von Schlamm etc. behindert wird.

Aus diesem Grunde ist es ratsam, die lichte Weite des Wasserstandsrohres nicht zu klein zu wählen. Als Maß hierfür hat sich eine lichte Weite von 25 mm praktisch gut bewährt.

Mit einer kleinen Modifikation läßt sich der Apparat auch gut verwenden, um den Wasserstand in einem Kessel konstant zu erhalten, indem entweder zwei solcher Apparate verwendet werden, deren einer dazu dient, beim Wasserstandsminimum ein Relais zu betätigen, welches die Speisepumpe einschaltet, die dann so lange arbeitet, bis das Maximum erreicht wird, bei welchem der andere Apparat in Tätigkeit tritt, der unter Vermittlung eines zweiten Relais die Pumpe ausschaltet, oder indem der Apparat so eingerichtet wird, daß der durch den Schwimmer gesteuerte Magnet nach oben oder nach unten Kontakt gibt, so daß beim oberen Kontakt die Pumpe eingeschaltet, beim unteren ausgeschaltet wird.

Letztere Anordnung zeigt Fig. 4. Sinkt der Wasserstand unter das Minimum, so wird der Kontakt s_2 geschlossen, der Elektromagnet A_2 zieht seinen Anker an,

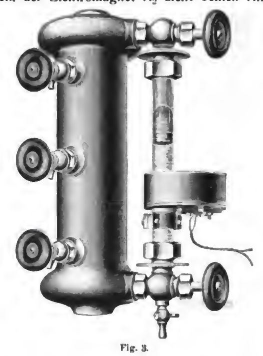


Fig. 3.

welcher durch die Klinken k_2 k_1 arretiert wird. Hierbei wird der Kontakt c geschlossen und der Pumpenmotor P in Tätigkeit versetzt. Steigt nun das Wasser wieder, so wird zunächst der Kontakt s_2 wieder geöffnet, der Elektromagnet A_2 wird stromlos, aber der Kontakt c wird durch die Klinken k_2 k_1 noch geschlossen gehalten, bis der Wasserstand sein Maximum erreicht; jetzt wird der Kontakt s_1 geschlossen, der Elektromagnet A_1 zieht seinen Anker an, gibt dadurch die Klinke k_2 frei, und der Kontakt c wird durch die Feder f_2 geöffnet, wodurch die Pumpe außer Tätigkeit tritt usw.

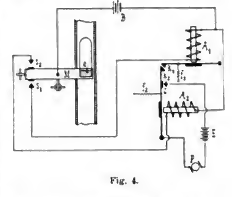


Fig. 4.

Den Bau des Apparates hat die Firma *G. A. Schultze, Charlottenburg* übernommen, welche auch schon praktische Ergebnisse mit demselben aufzuweisen hat.

Die neue Universal-Rundlaufmaschine (System v. Pittler) und ihre Anwendungen in der Praxis.

Von Ingenieur **Hans Dominik**, Berlin.

(Schluß von S. 244 d. Bd.)

Die zweite Anwendung der *Pittler*schen Kraftübertragung betrifft den Motorwagen. Es ist ja zur Genüge bekannt, daß der Benzinmotor an sich kein guter Traktionsmotor ist. Vom Traktionsmotor muß verlangt werden, daß er bei geringen Umdrehungszahlen die höchsten Drehmomente gibt. Dann darf das Drehmoment bei steigender Tourenzahl fallen, während das Produkt aus Drehmoment und Tourenzahl, die Leistung, schwach parabolisch steigt. Am besten finden wir diese Verhältnisse beim Hauptschlußelektromotor wiedergegeben. Die Kurven des Benzinmotors sehen bekanntlich erheblich anders aus. Bei geringer Tourenzahl ist auch sein Drehmoment außerordentlich gering. Mit wachsender Tourenzahl steigt zunächst das Drehmoment. Sehr bald aber erreichen die inneren Widerstände mit weitersteigender Tourenzahl einen solchen Wert, daß die nach außen verfügbare Arbeit, das äußere Drehmoment, wieder stark abfällt, und sich schließlich beim Leerlauf des Motors der Null nähert. Tragen

wir daher in einem koordinaten System die Tourenzahlen eines Motors auf der Abscisse auf und die zugehörigen Drehmomente als Ordinaten, so erhalten wir eine flache Parabel, welche vom koordinaten Nullpunkt ausgeht und bei der Tourenzahl des mit vollem Gasgemisch leerlaufenden Motors die Abscisse wieder schneidet. Die Leistungskurve ergibt eine erheblich steilere Parabel, welche jedoch gleichfalls durch die beiden eben genannten Punkte geht. Um mit dem Benzinmotor möglichst wirtschaftlich zu arbeiten, muß man für den Betrieb am besten die Gegend um den Parabelscheitel wählen, man muß den Motor mit derjenigen Tourenzahl laufen lassen, welche dem höchsten Drehmoment entspricht, dieser Tourenzahl angepaßt die Zündung einstellen und gegebenenfalls das Drehmoment durch die Gasdrosselung regeln. Bei einem möglichst wirtschaftlichen Betrieb muß also der Benzinmotor ähnlich wie ein elektrischer Nebenschlußmotor laufen, der bekanntlich für die Traktion sehr wenig geeignet ist.

In der Praxis verbessert man diese Uebelstände durch das Geschwindigkeitsgetriebe, eine Reihe von Zahnradvorgelegen sehr verschiedener Uebersetzung, welche den jeweiligen Verhältnissen entsprechend eingeschaltet werden und die Leistung des Benzinmotors durch Vergrößerung des Drehmomentes bei entsprechend verringerter Tourenzahl umformen. Dabei muß der unvermeidliche Arbeitsverlust eines jeden Zahntriebes mit in Kauf genommen werden. Bedenklich bleibt ferner das Einschlagen neuer Zahnradpaare während des Betriebes, welches bei unvorsichtiger Handhabung seitens des Chauffeurs nicht selten zum Wegbrechen einzelner Zähne führt. Schließlich arbeitet das Geschwindigkeitsgetriebe nicht selbsttätig, sondern muß vom Chauffeur unter fortwährender Berücksichtigung der Steigungen und Wegeverhältnisse bedient werden. Ist der Chauffeur unaufmerksam, so kommt der Motor gelegentlich außer Schwung, der Wagen hat Aufenthalt und gerät bei starken Steigungen bisweilen in recht unangenehme Lagen. Alle diese Nachteile des Geschwindigkeitsgetriebes sind genügend bekannt und haben u. a. zu den Kraftwagen mit elektrischer Arbeitsübertragung geführt. Bei der *Pittler*schen Arbeitsübertragung ist die Aufgabe, die ungünstige Leistungskurve des Benzinmotors in eine günstige Leistungskurve umzuformen, in folgender Weise gelöst. Mit dem Benzinmotor ist unmittelbar eine in einem späteren Aufsatz noch näher zu beschreibende Pumpe gekuppelt, welche mit vier getrennten, einzeln ein- und auszuschaltenden Arbeitsräumen versehen, die parallel geschaltet in die Druckleitung fördern. Es ergeben sich hierdurch vier Fördermengen im Verhältnis 1 : 2 : 3 : 4, je nachdem 1, 2, 3 oder 4 Förderräume eingeschaltet sind.

Diese Verhältnisse werden nun in recht geistreicher Weise zu einer selbsttätigen Regulierung benutzt. Die selbsttätige Zu- oder Abschaltung der einzelnen Förderräume erfolgt durch einen Steuerkolben, welcher seinerseits durch den Oeldruck beeinflußt wird. Nehmen wir also an, der Wagen fährt mit der Fördermenge *4* und verhältnismäßig geringem Druck in voller Geschwindigkeit auf ebener Straße. Das von der Pumpe geförderte Oel durchströmt die beiden parallel geschalteten Kapselwerke der Hinterräder, welche gleichzeitig das Differenzial ersetzen. Die Straße beginnt nun zu steigen. Alsbald kommt der erhöhte Wagenwiderstand auch an den Drehkörpern der Hinterradwerke zum Ausdruck. Das Drucköl erfährt eine stärkere Stauung, sein atmosphärischer Druck beginnt zu steigen. Diese Drucksteigerung betätigt der Steuerkolben, welcher zunächst einen Förderraum mit dem Volumen *1* abschaltet, also die Fördermenge der Pumpe auf *3* herunterdrückt. Der Benzinmotor läuft mit gleicher Tourenzahl und nahezu gleichem Drehmoment weiter. Sein Drehmoment braucht aber jetzt nur noch den Widerstand von drei Förderräumen zu überwinden, kann hier also erheblich größere atmosphärische Drucke erzeugen. Die Kapselwerke der Hinterräder erhalten in der Zeiteinheit nicht mehr vier, sondern drei Volumina Oel, diese aber unter erheblich vermehrtem Druck. Sie laufen dem-

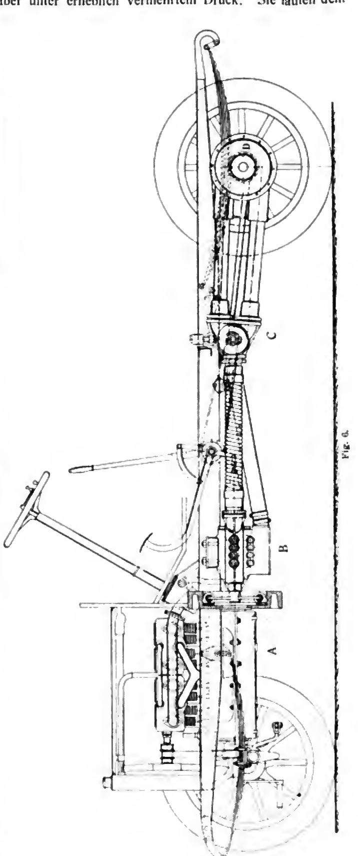


Fig. 6.

entsprechend mit verringerter Tourenzahl, aber mit gesteigertem Drehmoment, also in der Weise wie ein guter Traktionsmotor laufen soll.

Es würde an dieser Stelle zu weit führen, wollten wir eingehend die Reguliervorrichtung in ihrer Ausführung beschreiben. Praktisch genommen, wirkt sie wie ein vier-

stufiges Geschwindigkeitsgetriebe und zwar selbsttätig und mit besserem Wirkungsgrad als die Zahnräder.

Während also die Geschwindigkeitsregulierung selbsttätig erfolgt, müssen die drei Hauptmanöver eines jeden Wagens, nämlich die Einschaltung auf Vorwärtsgang, auf Rückwärtsgang und auf Stillstand vom Chauffeur mittels eines besonderen Steuerhahnes bewerkstelligt werden. Die Anordnung von Benzinmotor *A*, Primärpumpe *B*, Steuerhahn *C* und Hinterradmotoren *D* geht aus Fig. 6 hervor. Von der Primärpumpe führt eine Hin- und Rückleitung zum Steuerhahn. Vom Steuerhahn führen eine Hin- und Rückleitung zu den beiden Motoren, die sich beide erst in der gemeinsamen Kapsel verzweigen. Der Steuerhahn ermöglicht nun folgende Manöver.

Kraftwagen in zwei nach Wirkungsweise und Konstruktion verschiedene Elemente geteilt. Die Aufgaben der Achse, d. h. die Aufnahme von Biegungsmomenten besorgt das zur Achsform verlängerte Gehäuse *5*. Die Aufgaben der Welle, d. h. die Uebertragung von Drehmomenten obliegt den beiden Schäften *6*, *6*, welche die Kapselwerkkolben *2*, *2*, mit den Schiebern *4*, *4*, *4*, *4* tragen. Die übrigen konstruktiven Einzelheiten gehen aus der Figur selbst zur Genüge hervor.

Wie wir erfahren, soll bei weiteren Ausführungen der hydraulischen Kraftwagen der Steuerhahn nebst Oelbehälter ganz wegfallen, ebenso wird Größe und Gewicht der Hinterachsmotoren erheblich gegen die jetzige Ausführung verringert werden.

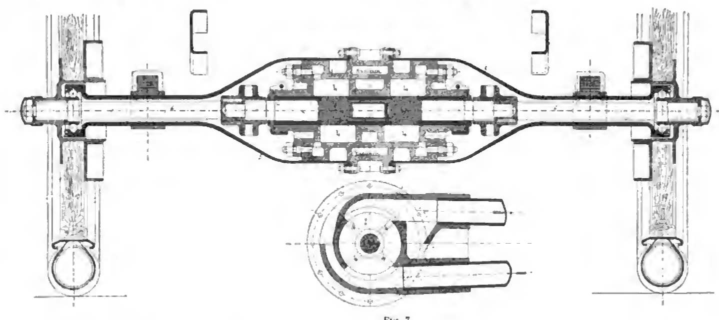


Fig. 7.

1. Schaltung auf Anlassen des Motors, eventl. Leerlauf auf abfallender Straße: die Kreisläufe der Primärpumpe und der Motoren sind kurz geschlossen.
2. Vorwärtsfahrt: der Oelstrom durchfließt die Motoren in geeigneter Richtung.
3. Rückwärtsfahrt: der Oelstrom durchfließt die Motoren in umgekehrter Richtung.
4. Hydraulische Bremsung: der Pumpenstrom ist kurz geschlossen, der Motorenstrom wird stark gedrosselt.

Der Steuerhahn wird, wie aus der Figur ersichtlich, mit Hilfe einer Kettenübertragung und eines Handhebels betätigt, welcher dem üblichen Kraftwagenhandhebel entspricht.

Ueber die Einzelheiten der Motoranordnung gibt Fig. 7 Aufschluß. Die Wagenachse ist wie bei jedem besseren

Das hier geschilderte hydraulische Kraftfahrzeug ist nicht von heute auf morgen entstanden. Es ist das Erzeugnis einer siebenjährigen angestrengten Ingenieurarbeit. Bereits auf der Berliner Automobilausstellung von 1902 erregte ein hydraulischer *Pittler*-Wagen in freilich noch unvollkommener Ausführung allgemeines Aufsehen. Das Jahr 1906 brachte auf der Berliner Internationalen Automobilausstellung einen erheblich verbesserten Wagen nach Art der eben beschriebenen Ausführung, mit welchem in diesem Sommer größere Versuchsfahrten unternommen werden sollen. Halten diese, was die Versuche in Laboratorium und Werkstatt versprechen, so erscheint die neue Arbeitsübertragung wohl geeignet, den Kraftwagenbau gründlich umzugestalten und eine Maschinengattung, welche hundert Jahre hindurch hauptsächlich in den Lehrbüchern lebte, in großem Maßstabe in die Praxis des täglichen Lebens einzuführen.

Aërogengas.

Von Dipl.-Ing. **Friedrich Meyenberg**, Braunschweig.

(Schluß von S. 247 d. Bd.)

Wenden wir uns nun schließlich der Beurteilung des Aërogengases in *wirtschaftlicher* Beziehung zu, so ist das nur möglich durch Vergleich mit anderen Beleuchtungsmitteln. Wie schon angedeutet, kann dieser zunächst vom Standpunkte des Verbrauchers aus angestellt werden, für den nur der Verkaufspreis des Beleuchtungsmittels in Betracht kommt (abgesehen natürlich von den Kosten, die durch Erneuerung von Glühstrümpfen, Zylindern usw. entstehen, und die hier der Einfachheit halber zunächst außer Betracht gelassen werden sollen). Ueber diese Verkaufswerte gibt Tab. 2, S. 226, Spalte 6 u. 7, Aufschluß. (Von den Zeilen, die Acetylen und Aërogengas betreffen, kommen hier nur die mit Index 1 bezeichneten in Frage.) Der besseren Uebersicht halber wiederholen wir die Zahlen

hier nochmals: Berücksichtigt man nur die ganze Flamme als solche, ohne auf ihre Helligkeit Rücksicht zu nehmen, wie das eben in der Praxis in sehr vielen Fällen das richtige ist, so kann man sagen: Es beträgt der Preis einer

Flamme		
des Liliputbrenners für Steinkohlenglühlicht	0,96	Pfg.
der Petroleumlampe	1,09—2,00	„
des Normalbrenners für Steinkohlenglühlicht	1,39—1,76	„
des Brenners für Aërogengas	2,00	„
der Osmiumlampe	1,95—2,93	„
des Acetylenglühlichtbrenners	2,00—3,00	„
des offenen Acetylenbrenners	3,12—5,00	„
des Spiritusglühlichts	3,50—4,52	„
der normalen Kohlenfadenglühlampe	2,36—7,52	„

Geht man aber auf die Kosten für 1 Stunde und eine *Hefner*-Kerze zurück, so wird man am besten nur Brenner gleicher Leuchtkraft, etwa von rund 40—50 H. K. miteinander vergleichen. Es werden die Ausgaben betragen bei

Steinkohlengasglühlicht	rund	0,025	Pfg.
Aërogengas	„	0,040	„
Osmiumlampe	„	0,046—0,069	„
Acetylenglühlicht	„	0,050—0,075	„
Spiritusglühlicht	„	0,070	„
Offener Acetylenbrenner	„	0,124	„
Kohlenfadenglühlampe	„	0,095—0,188	„

Es dürfte aus diesen Zahlen zur Genüge hervorgehen, daß, sobald man mit den angegebenen Verkaufspreisen rechnen muß, das Aërogengas vom Standpunkte des Verbrauchers dem Steinkohlengase nicht gewachsen ist. Es würde aus dieser Erwägung heraus daher immer zweckmäßig erscheinen, dem Steinkohlengase den Vorrang einzuräumen. Aber hier ist das zu beachten, was wir bereits oben flüchtig berührt haben: sobald die Steinkohlengasanstalt nicht eine gewisse Größe erhält, wird sie wegen der verhältnismäßig hohen Anlagekosten vom Standpunkte des Erzeugers aus betrachtet unwirtschaftlich, solange man nicht die angenommenen Werte des Verkaufspreises wesentlich erhöht. Daß das aber nicht angängig ist, zeigt schon der soeben vorgenommene Vergleich. Da die erwähnte Tatsache, daß eine Steinkohlengasanstalt bei Orten von vielleicht 1500 bis 3000 Einwohnern abwärts unter den geschilderten Verhältnissen unwirtschaftlich wird, meines Wissens von keiner Seite bezweifelt wird, so wende ich mich gleich der desto lebhafter umstrittenen Frage zu: welcher Gasart soll man dann in solchem Falle den Vorzug geben, dem Acetylen oder dem Aërogengas? Schon aus den obigen Ausführungen wird man entnommen haben, daß letzteres vor dem Acetylen manche Vorzüge bietet, wie geringere Explosionsgefahr, spätere Benutzbarkeit der Rohrleitungen für Steinkohlengas, und ebenso gewisse Nachteile, wie größere Wärmeentwicklung und eventl. Kohlensäurebildung. In wirtschaftlicher Beziehung bringt das Aërogengas dem Verbraucher Vorteile; wie steht es aber mit dem Erzeuger? Diese Frage ist m. E. nur auf Grund der festgestellten Selbstkosten einer Flammenstunde bezw. einer Hefnerkerzenstunde beider Lichtarten bei Anlagen gleicher Leistungsfähigkeit zu beantworten. Doch läßt sich eine rechnerische Durchführung dieser Aufgabe, die selbstverständlich möglich und schon in zahlreichen Fällen vorgenommen ist, nur auf Grund von Annahmen durchführen, die der Natur der Sache nach immer gewisse Unsicherheiten in sich bergen. Ich sehe daher von einer derartigen Behandlung der Frage ganz ab und beschränke mich auf den Vergleich der Jahresabrechnungen zweier Zentralen, d. h. also von Zahlen, die im wirklichen Betriebe gewonnen sind. Allerdings verhehle ich mir nicht, daß ich damit nichts allgemein Gültiges gebe, sondern nur die Lage der Dinge für ganz bestimmte Verhältnisse schildere. Doch dürfte es ja überhaupt an sich das Richtige sein, in der Praxis stets für den gerade vorliegenden Fall die Berechnung durchzuführen und sich nicht auf Untersuchungen allgemeiner Natur zu verlassen. Von den beiden Anlagen liegt die Acetylenzentrale in Bayern, die Aërogengasanlage in Westfalen. Die erstere ist nicht unerheblich kleiner als die letztere; doch läßt sich diesem Umstande bei dem Vergleiche in einfacher Weise Rechnung tragen, wie das aus meinen unten folgenden Ausführungen zu ersehen ist. Die Zahlen über die Acetylenzentrale sind der „Zeitschrift des bayrischen Revisions-Vereins“ 1904 bezw. 1905, diejenigen über die Aërogengasanlage dem „Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung“ 1904 entnommen, soweit das Jahr 1903 in Frage kommt, für 1904 und 1905 habe ich sie in einer Broschüre der *Aërogengas-Gesellschaft* gefunden.

Jahresrechnung der städtischen Acetylen-Gasanstalt Wertingen (Bayern).

Einnahmen

	1. XII. 1902—30. XI. 1903.		1904.	
Gas zur Straßenbeleuchtung.				
1 cbm à 1,00:	1057,2 cbm	= 1057,20 M.	1145,27 cbm	= 1145,27 M.
Gas f. Private:				
1 cbm à 2,00:	3446,05 „	= 6892,10 „	1537,30 „	= 3174,60 „
1 cbm à 1,80:	—	—	1847,90 „	3326,22 „
	4503,25 cbm		4530,47 cbm	
an Gasmessermiete und für Kalk		434,20 „		609,15 „
Summe:		8383,50 M.		8255,24 M.

Ausgaben.

	1903		1904
Kalciumcarbid 18000 kg à 27,2 Pfg.:	4903,00 M.	16165 kg à 23 Pfg.	3715,30 M.
Verzinsung 3¾ v. H. und Amortisation ¾ v. H. von 48000 M. Anlagekapital	2160,00 „		2160,00 „
Betriebsausgaben (Löhne und sonstiges) 1904 auch Vergrößerung d. Rohrnetzes	1050,00 „		1792,95 „
Summe:	8113,00 M.		7668,25 M.
Ueberschuß:	270,50 M.		586,99 M.

Jahresrechnung der Aërogengas-Zentrale Telgte (Westfalen).

Erzeugung:	1903	1904	1905
Leuchtgas für Private	44768 cbm		
Kochgas „ „	4100 „		
Straßenbeleuchtung (37 Laternen)	6048 „		
Selbstverbrauch	1962 „		
Verlust	1362 „		
Summe:	58300 cbm		
Einnahmen:			
Verkauftes Gas (20 u. 16 Pfg.)	10147,69 M.	10257,19 M.	10463,40 M.
Uhrenmiete	856,47 „	851,50 „	866,26 „
Waren	212,79 „	—	—
Summe:	11216,95 M.	11108,69 M.	11329,66 M.
Ausgaben:			
Benzin	5707,42 M.	5841,28 M.	5590,87 M.
Betrieb	610,24 „	688,27 „	696,01 „
Fracht	24,29 „	78,73 „	110,82 „
Gehalt	1240,00 „	1205,00 „	1150,00 „
Reparaturen	92,60 „	15,75 „	61,52 „
Amortisation u. Verzinsung 6 v. H. von M. 52000	3120,00 „	2991,36 „	3205,95 „
Summe:	10794,55 M.	10820,39 M.	10815,17 M.
Ueberschuß	422,40 M.	288,30 M.	514,49 M.

Unsere Quelle bemerkt zu dem Berichte über die Acetylenzentrale: „Der Amortisationsbetrag für das Anlagekapital ist für eine angemessene Abschreibung der Anlage ganz ungenügend; letztere findet bei staatlichen und gemeindlichen Unternehmungen in der Regel nicht statt. Dieser Umstand ist im vorliegenden Falle der Würdigung der Wirtschaftlichkeit des Unternehmens im Vergleiche mit gewerblich betriebenen bezw. technisch-kaufmännisch kalkulierten wohl zu beachten.“ Dem mag nun sein wie ihm wolle, jedenfalls muß, um einen Vergleich beider Rechnungen zu ermöglichen, in beiden Fällen mit gleichen Zahlen für Amortisation gerechnet werden. Tun wir das aber, so sind die Ausgaben für die bayerische Anlage zunächst um $1^1/_2$ v. H. von 48 000 M. zu vergrößern, also um 720 M. Dadurch wird an sich schon der Ueberschuß in beiden Jahren in einen Fehlbetrag verwandelt. Sodann wird die absolute Größe der Ausgaben in dem günstigeren Jahre 1904 sich auf 7668,25 M. + 720 M. = 8388,25 M. belaufen. Unter Berücksichtigung des Umstandes, daß aus Gasmessermiete und Kalkverkauf 609,15 M. Einnahmen erzielt sind, stellt sich also die Ausgabe für 4530,47 cbm verkauftes Gas auf 7779,10 M. oder 1,72 M. für 1 cbm. Bei der Aërogengasanlage ergeben sich für 1903 10794,55 M. — 856,47 M. = 9938,08 M. Ausgaben für 54916 cbm Gas oder 0,181 M. für 1 cbm[2]). (Den Posten 212,79 M. unter Einnahmen habe ich vorsichtshalber unberücksichtigt gelassen, da unter den Ausgaben keine Mitteilung über die Selbstkosten dieser Waren sich findet, es also nicht ganz klar ist, woher sie stammen.) Es wäre nun natürlich ein Fehler, die obigen Zahlen unmittelbar mit einander zu vergleichen, da es sich um Anlagen verschiedener Größe handelt. Man wird sich infolgedessen nur dadurch ein richtiges Bild über das Verhältnis der Wirtschaftlichkeit beider zueinander machen können, wenn man ihre Leistungsfähigkeit mit berücksichtigt. Diese wird sich aber ganz verschieden darstellen, je nachdem man die eine oder andere der in Tab. 2 über Brennstoffverbrauch angegebenen Zahlen einsetzt; deshalb muß unbedingt gefordert werden, daß stets nur Angaben für den Verbrauch beider Gasarten gewählt werden, die auf annähernd gleicher Grundlage beruhen. Da es sich nun bei den in der Literatur enthaltenen Zahlen immer um Angaben verschiedener Beobachter handelt, die eigentlich nie unter ganz gleichen Bedingungen ihre Beobachtungen angestellt haben, so ist es sehr schwierig, wenn nicht unmöglich, die gekennzeichnete Forderung zu erfüllen. Es sind daher zu der Tab. 3, welche den fraglichen Vergleich gestatten soll, eine Reihe von Vorbemerkungen erforderlich.

Bei Fall I sind die günstigsten Zahlen als Grundlage gewählt, die ich für beide Gasarten in der Literatur finden konnte. Während aber diejenige für Acetylen aus Prospekten stammt, und selbst von den eifrigsten Vorkämpfern für diese Art der Beleuchtung als nicht für die Dauer erzielbar angesehen wird, geht diejenige für Aërogengas auf eine ganze Reihe zuverlässiger Messungen zurück.

Bei Fall II ist für Acetylen diejenige Zahl gewählt, welche nach dem Urteile von Fachmännern auf diesem Gebiete für Glühlicht in der Praxis eingesetzt werden darf, wie das oben näher erläutert ist. Für Aërogengas ist die bei Fall I genannte günstigste Zahl auf etwa 85 v. H. herabgesetzt, um auf diese Weise etwaigen ungünstigen Einflüssen Rechnung zu tragen, die sich im Betriebe herausstellen und die Leuchtkraft der Flamme schädigen. Doch dürfte mit dieser Reduktion schon weit über das Ziel hinausgeschossen sein; denn wie oben erörtert, enthält ja jene günstigste Zahl von 58 H. K. bei 100 l Verbrauch schon eine Berücksichtigung jener Einflüsse.

Der Praxis am nächsten kommen dürften daher Fall III und IV, bei denen der Betrachtung zwei Flammen von 58 bezw. 50 H. K. zugrunde gelegt sind. Auch die Voraussetzungen für Acetylenbeleuchtung, die bei diesen beiden Fällen gemacht sind, dürften der Wirklichkeit am meisten entsprechen: es ist angenommen, daß ebenso viele offene wie Glühlichtbrenner an die Acetylenzentrale angeschlossen seien, und zwar im Falle III von 25 bezw. 40 H. K., im Falle IV von je 40 H. K.

Mit Hilfe dieser Zahlen ergibt sich alsdann die in der dritten und vierten Zeile unserer Tabelle gekennzeichnete Leistungsfähigkeit der Anlagen, indem man auf das jeweils tatsächlich erzeugte Gasquantum zurückgeht und dieses durch den Brennstoffverbrauch für die Flamme teilt, bezw. den so erhaltenen Quotienten mit der entsprechenden Flammenleuchtkraft multipliziert.

Tabelle 3.

Aërogengasanlage: Telgte i. W., Ausgaben f. d. Jahr: 9938,08 M.
Acetylengasanlage: Wertingen, „ „ „ 7779,10 „
Jährliche Mehrkosten der Anlage Telgte . . . . . 2158,98 „

	Fall I	Fall II	Fall III	Fall IV
Aërogengas: Flammenleuchtkraft . .	58 H. K.	50 H. K.	58+50 H. K.	58+50 H. K.
Brennstoffverbrauch f. d. Flamme	100 l	100 l	2×100 l	2×100 l
Leistungsfähigkeit in Flammen	549 000	549 000	549 000	549 000
Leistungsfähigkeit in *Hefner*-Kerzen . . .	31 800 000	27 500 000	29 600 000	29 600 000
Acetylengas: Flammenleuchtkraft . .	40 H. K.	40 H. K.	25+40 H. K.	40+40 H. K.
Brennstoffverbrauch f. d. Flamme . . .	10 l	15 l	16×15 l	25×15 l
Leistungsfähigkeit in Flammen	453 000	302 000	293 000	226 500
Leistungsfähigkeit in *Hefner*-Kerzen . . .	18 120 000	12 080 000	9 500 000	9 060 000
Vergleich beider Anlagen.				
Jährliche Mehrkosten der Aërogengasanl. .	∾ 28 v. H.			
Mehrleistung der Aërogengasanlage bezogen auf Flammenzahl	∾ 21 v. H.	∾ 82 v. H.	∾ 88 v. H.	∾ 145 v. H.
Mehrleistung der Aërogengasanlage bezog. auf *Hefner*-Kerzen .	∾ 75 v. H.	∾ 127 v. H.	∾ 211 v. H.	∾ 227 v. H.

Aus dieser Tab. 3 dürfte hervorgehen, daß für die geschilderten Verhältnisse das Aërogengas dem Acetylen in wirtschaftlicher Beziehung ganz bedeutend überlegen ist. Es dürfte dieses Ergebnis um so mehr als mit Sicherheit feststehend angesehen werden, als man wohl eher von einer Parteinahme zugunsten des Acetylens als von dem Gegenteil bei Aufstellung dieser Tab. 3 sprechen kann.

Es wird nach dem Gesagten nicht Wunder nehmen, daß die geschilderte neue Beleuchtungsart sich verhältnismäßig rasch und umfangreich Eingang in die Praxis verschafft hat. Sind doch in der kurzen Zeit von knapp acht Jahren, seit 1898 die erste Stadtzentrale in Breukelen in Holland in Betrieb genommen wurde, im ganzen 46 solche Zentralen gebaut, in Ausführung begriffen oder bestellt. Sie besitzen insgesamt eine stündliche Leistungsfähigkeit von über 30 000 Flammen. Allein 16 der gesamten An-

[2]) Für 1904 und 1905 fehlen in meinen Quellen die genauen Angaben für die Gaserzeugung; diese Jahre sind daher nicht berücksichtigt.

lagen sind 1906 bestellt worden; von ihnen waren Ende 1906 11 dem Betriebe übergeben. Neben diesen Stadtzentralen sind eine große Reihe von Anlagen für einzelne Häuser und Häuserkomplexe ausgeführt.

Literaturnachweis:

Vortrag über Aërogengas von *G. Polack*, gehalten auf der Versammlung des schlesischen Vereins der Gas- und Wasserfachmänner in Zittau 15. VIII. 1902.

Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung
1900, S. 253, 279, 989;
1901, S. 274, 571;
1903, No. 22 S. 437, 674, 750, 939;
1904, *Stern*, Aërogengaszentralen;
1905, S. 1 ff. *Wedding*: Ueber den Wirkungsgrad und die praktische Bedeutung der gebräuchlichsten Lichtquellen.

Zeitschrift für Beleuchtungswesen, Heiz- und Lüftungstechnik: *Busch*: Acetylen und Aërogengas.

Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1906, S. 539 Benzin und seine Behandlung von *G. Polack*.

Zeitschrift des bayrischen Revisionsvereins 1904, S. 10, 1905 S. 160, Jahresabrechnung einer bayrischen Acetylenzentrale.
1904, S. 152, 198, 211 Acetylenglühlicht.
1905, S. 155 ff. *Graf*. Ueber die gebräuchlichsten Lampen für flüssige und gasförmige Brennstoffe.

Güldner: Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren, 1903, S. 446 ff.

Dr. *E. Schilling*: Messungen der Lichtstärken des Aërogengases in Kehlheim. Unveröffentlichtes Gutachten.

Prospekte und Flugschriften der Aërogengasgesellschaft m. b. H. Hannover.

Graphodynamische Untersuchung einer Heusinger-Joy-Steuerung.

Ein Beitrag zur Erkenntnis der Bewegungsverhältnisse der Steuerungsgetriebe.

Von Dipl.-Ing. **Eduard Dafinger**, München.

(Schluß von S. 252 d. Bd.)

In den Fig. 41—58 sind die Werte der Geschwindigkeiten und der Tangentialbeschleunigungen der Gelenkpunkte für jeden einzelnen der Gelenkpunkte als Ordinaten zu den Wegen der Gelenkpunkte als Abscissen aufgetragen, wodurch Kurven entstehen, die eine genaue Uebersicht über den Verlauf der Bewegung des betreffenden Punktes ermöglichen. Die Geschwindigkeit wurde stets von der Abscissenachse aus nach oben aufgetragen, was bei einer fortlaufenden Bewegung eines Punktes auf einer geschlossenen Bahn selbstverständlich ist. Bei einer schwingenden Bewegung jedoch liegt es nahe, den Drehsinn durch Auftragen der Geschwindigkeit nach beiden Seiten der Abscissenachse zu kennzeichnen. Betrachtet man aber eine schwingende Bewegung als eine fortlaufende, der zweifach zu rechnenden Bahn des Punktes, so muß auch hier die Geschwindigkeit stets nach oben aufgetragen werden, was im vorliegenden Fall auch geschehen ist. Die Tangentialbeschleunigung wird nach oben aufgetragen, wenn sie ein Wachsen der Geschwindigkeit andeutet, und nach unten, wenn sie als Verzögerung auftritt. Die Tangentialbeschleunigungskurve schließt mit der Abscissenachse eine bestimmte Fläche ein, die teilweise oberhalb und teilweise unterhalb der Abscissenachse liegt. Bezeichnet man die erstere als positiv und die letztere als negativ, so muß bei richtiger Bestimmung der Bewegung des betreffenden Punktes die algebraische Summe

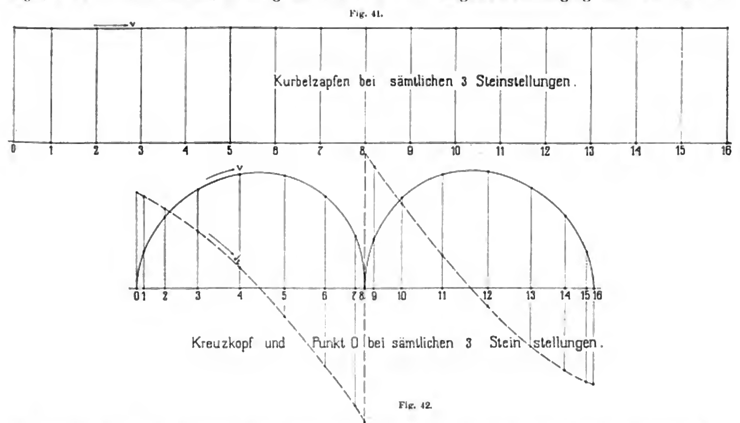


Fig. 41.

Fig. 42.

dieser Flächen gleich 0 sein; oder es muß die Fläche oberhalb der Achse gleich der Fläche unterhalb der Achse sein. Bei der untersten Steinstellung wird die in der Gelenkpunkten durchlaufen. Würde man die Tabellen und Kurven dieser umgekehrten Drehrichtung anpassen, so würde das den Vergleich der Bewegungs- und Kraftver-

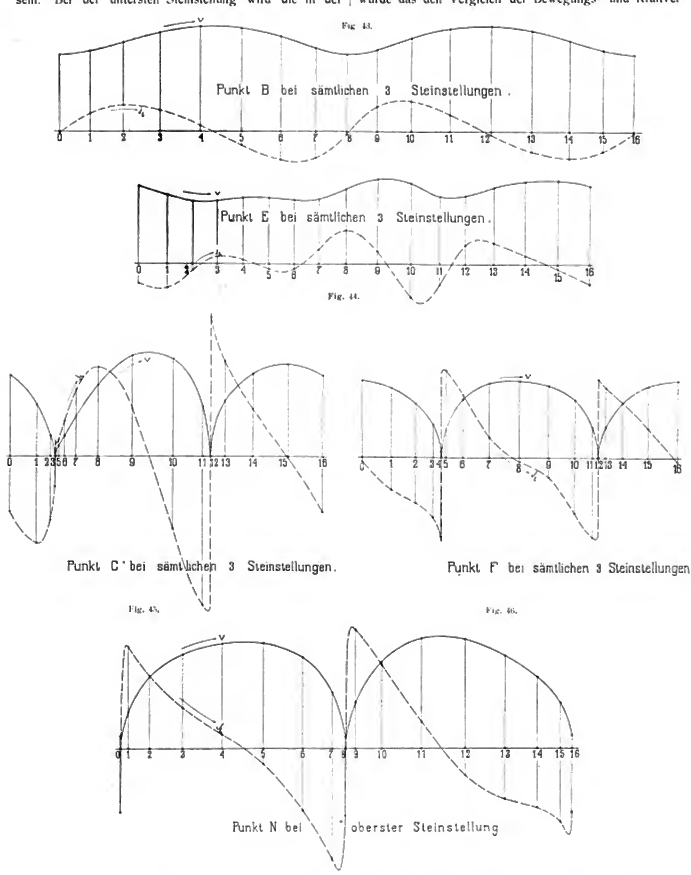


Fig. 43. Fig. 44. Fig. 45. Fig. 46. Fig. 47.

arbeitenden Lokomotive eingebaute Kurbel eine andere Drehrichtung haben als bei der obersten. Die Wegkurven werden in der Reihenfolge 0, 15, 14, 13 . . . von den hältnisse bei oberster und unterster Steinstellung erschweren. Es sei deshalb die Annahme getroffen, daß auch bei der untersten Steinstellung die Kurbel eine Rechtsdrehung aus-

führe. Dadurch wird an Größe und Richtung der Beschleunigungen und Kräfte nichts geändert; nur die Geschwindigkeitsrichtung wird eine entgegengesetzte gegenüber der Wirklichkeit. Demnach wird, was in der Zeichnung, den Kurven und den Tabellen als Tangentialbeschleunigung auftritt, nun eine Verzögerung und umgekehrt. Besondere charakteristische Merkmale oder unregelmässigen Verlauf bringen die in den Fig. 41—58 gezeichneten Geschwindigkeits- und Beschleunigungskurven nicht. Erwähnenswert ist es, daß der Hub des Schiebers, das ist der Weg des Punktes M bei der obersten Steinstellung größer ist, als bei der untersten. Dies erklärt sich aus der Veränderung der Größe GH beim Ausschlagen der Kulisse.

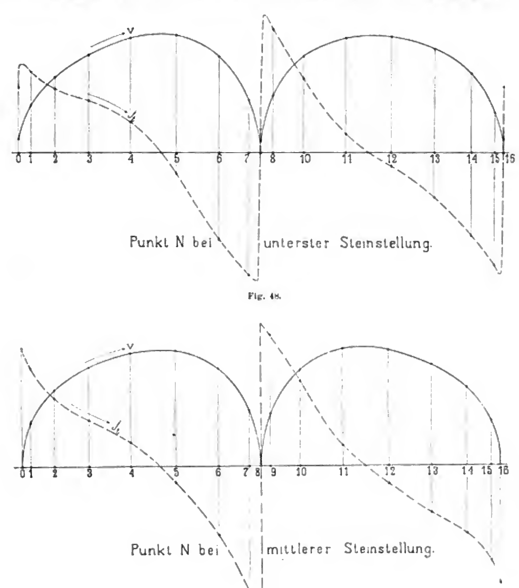


Fig. 48.

Fig. 49.

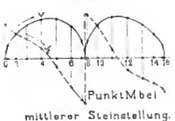


Fig. 58.

Auch für die Richtigkeit der Konstruktion der Kräfte ist wie für die der Beschleunigungen eine Kontrolle möglich, die sich aus der Bedingung ergibt, daß die Arbeit, die während einer Kurbeldrehung zur Erteilung der Beschleunigung der Massen der Steuerungsteile geleistet wird, gleich ist der Arbeit, welche durch die Verzögerung dieser Massen erhalten wird; daß also die algebraische Summe der Arbeiten gleich Null ist, welche zur Erteilung der Bewegung an das ganze Steuerungsgetriebe während einer Kurbeldrehung geleistet werden. In dem vorliegenden Getriebe wird an zwei Gelenkpunkten Arbeit in das Steuerungsgetriebe eingeleitet, nämlich in dem Kreuzkopfpunkte 0 und in dem auf der Triebstange liegenden Punkte B. Es ist nicht notwendig, daß die oben ausgesprochene Bedingung für die algebraische Summe der während einer Kurbeldrehung eingeleiteten Arbeiten für jeden der Punkte, an welchem Arbeit eingeleitet wird, einzeln erfüllt ist. Es kann vielmehr die Arbeit während einer Kurbeldrehung an jedem der beiden Punkte einen bestimmten positiven oder negativen Wert annehmen; es muß aber die Arbeit an dem einen Gelenkpunkt gleich und entgegengesetzt der Arbeit an dem anderen Gelenkpunkt sein. Man kann nun eine Kontrolle der Richtigkeit der erhaltenen Kräfte in der Weise durchführen, daß man annimmt, die Arbeit zur Bewegung des ganzen Steuergetriebes werde von einem dritten Gelenkpunkte aus geleistet. Als ein solcher Punkt sei der Kurbelzapfen A angenommen. Man denkt sich also am Kurbelzapfen in jeder Kurbelstellung zwei Kräfte in Richtung der Geschwindigkeit des Kurbelzapfens wirkend, von denen die eine k_1 in jeder Kurbelstellung die gleiche Arbeit leistet, wie die Kraft B_k am Punkte B; während die andere k_2 in jedem Augenblick die gleiche Arbeit leistet, wie die Kraft O_k am Punkte O.

Diese Kräfte k_1 und k_2 können in einfacher Weise nach dem Prinzip der virtuellen Geschwindigkeiten für jede Kurbelstellung bestimmt werden. Es ist nämlich:

$$k_1 = B'_k \cdot \frac{B_v}{A_v} \text{ und } k_2 = O'_k \cdot \frac{O_v}{A_v}.$$

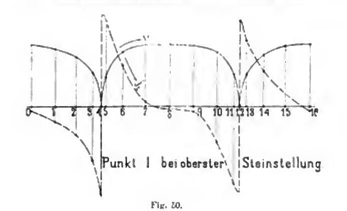


Fig. 50.

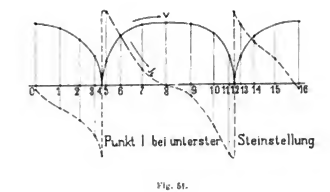


Fig. 51.

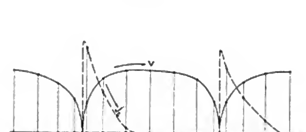


Fig. 52.

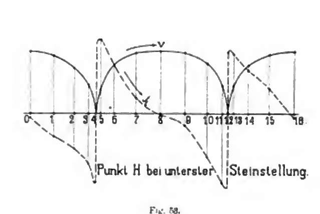


Fig. 53.

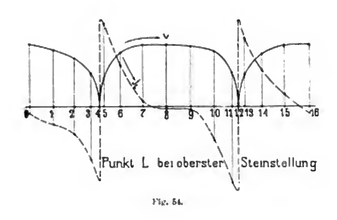


Fig. 54.

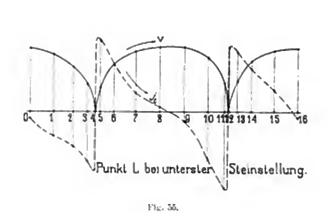


Fig. 55.

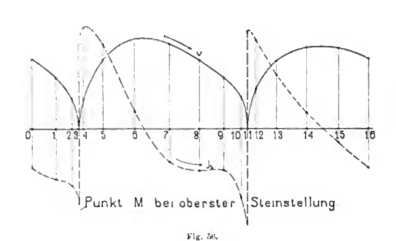


Fig. 56.

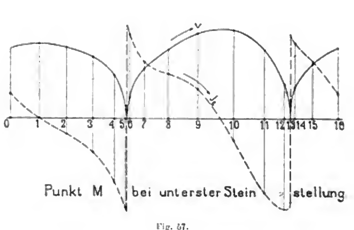


Fig. 57.

wobei die Kräfte B'_k und O'_k Komponenten der Gelenkkräfte B_k und O_k an den Gelenkpunkten B und O sind, welche in die Richtung der Geschwindigkeit von B bezw. O fallen. k_1 ist aber auch diejenige Komponente der Gelenkkraft im Kurbelzapfen A, welche in die Richtung der Geschwindigkeit A_v des Punktes A fällt. Es ist deshalb zweckmäßiger, k_1 in der Weise zu bestimmen, daß A_k auf die Richtung der Geschwindigkeit A_v des Punktes A projiziert wird.

Wenn eine Geschwindigkeit und eine Kraft den gleichen Richtungssinn haben, dann werde die Kraft als positiv bezeichnet; haben die beiden aber die entgegengesetzten Richtungen, dann werde die Kraft als negativ bezeichnet. Man streckt den Weg des Kurbelzapfens in eine Gerade, die Abscissenachse aus, und trägt dazu die nach obigem bestimmten Kräfte k_1 und k_2 als Ordinaten in der Weise auf, daß ein positiver Wert von k_1 oder k_2 von der Abscissenachse aus nach oben und ein negativer Wert nach unten eingetragen wird. Die algebraische Summe k der Kräfte k_1 und k_2 wird in dieselbe Figur nach der gleichen Regel eingetragen. Dadurch erhält man drei Kurven für die Kräfte k_1, k_2 und k, welche mit der Abscissenachse bestimmte Flächen einschließen. Diese Flächen

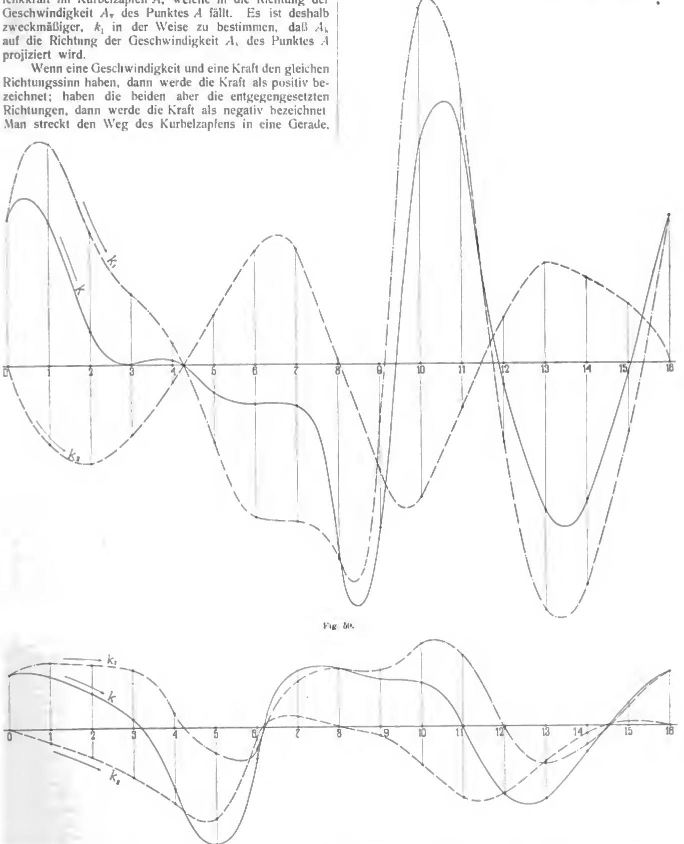


Fig. 59.

Fig. 60.

stellen Arbeiten dar. Wenn nun die Bestimmung der Gelenkkräfte bei der Durchführung der Aufgabe richtig gemacht wurde, so muß die von der k-Kurve mit der Abscissenachse begrenzte Fläche derart sein, daß der oberhalb der Abscissenachse liegende Teil dieser Fläche gleich dem unterhalb der Abscissenachse liegende Teil sein muß.

In der vorliegenden Aufgabe wurden die Gelenkkräfte getrennt behandelt und zwar als solche, welche von den äußeren Steuerungsteilen herrühren und als solche, welche von den inneren Steuerungsteilen herrühren. Es wäre nicht notwendig die Kontrolle für die richtige Bestimmung der Gelenkkräfte für die inneren und für die äußeren Steuerungsteile getrennt durchzuführen; es würde genügen, die Kontrolle für die Resultierende der Gelenkkräfte allein zu machen. Um aber die einmal ausgeführte Trennung der Bestimmung der Gelenkkräfte bis zum Ende der Untersuchung aufrecht zu erhalten, wurde die vorstehend erläuterte Kontrolle für die richtige Bestimmung der Gelenkkräfte, herrührend von den äußeren Steuerungsteilen in Fig. 59, und die für die richtige Bestimmung der Gelenkkräfte, herrührend von den inneren Steuerungsteilen in Fig. 60 durchgeführt. Es hat sich dabei auch richtig ergeben, daß die Flächenabschnitte sich jedesmal zu Null ergänzen.

Die Wirkung der Massenkräfte auf die Steuerungsteile und das Kurbelgetriebe ist eine mehrfache. Die Stangen und Hebel werden von diesen Kräften auf Zug, Druck, Biegung oder Torsion beansprucht; d. h. die schon vorhandenen und von äußeren mechanischen Kräften herrührenden spezifischen Spannungen werden durch sie gegebenenfalls noch vergrößert. Es ist z. B. in dem auf der Triebstange gelegenen Gelenkpunkt B, von dem aus ein Teil der Bewegung in das Steuergetriebe eingeleitet wird, für die Kurbelstellung 11, beim Vorwärtsfahren der Lokomotive, nach Tab. 4, die Gelenkkraft $B_k = 2263$ kg. Diese Kraft beansprucht mit ihrer zur Triebstange senkrechten Komponente von 2245 kg die Triebstange auf Biegung. Die Berechnung der Triebstange hätte somit auf kombinierte Biegungs- und Knickungsbeanspruchung zu erfolgen. Die Biegungsbeanspruchung ist keine geringe, da die sie hervorrufende Kraft in der Kurbelstellung 11 bis zu 2245 kg, das ist fast der 10. Teil der 24 000 kg betragenden Kolbenkraft, ansteigt. Ferner vergrößern die trägheitskräfte auch die Zapfendrücke und den Auflagerdruck des Steins in der Kulisse. Im Kurbelzapfen selbst ist z. B. bei der Kurbelstellung 11 nach Tab. 2 der Massendruck = 1652 kg. Das gibt bei den gegebenen Abmessungen des Zapfens einen Auflagerdruck von 6 kg f. d. qcm. Verhältnismäßig sehr hohe Kräfte treffen nach den Tabellen auf den Gelenkpunkt L, den Stein H und den Kulissendrehpunkt G. In der Kurbelstellung *4* beträgt z. B. die an H angreifende Kraft $H_k = 1968$ kg. Bei einer Auflagerfläche des Steins in der Kulisse von 67,2 qcm wird der spezifische Auflagerdruck bei der Kurbelstellung *4*, der von den bewegten Massen des Steuerungsgetriebes allein herrührt und sich zu dem von der Schieberreibung, der Zapfenreibung, den Gewichten usw. stammenden noch addiert gleich 1968 : 67,2 = 29,3 kg f. d. qcm. Eine weitere Folge der von den bewegten Massen herrührenden Kräfte ist noch die, daß die Gelenkkräfte formändernd auf die Stangen und Hebel wirken und damit an ihnen Schwingungen hervorrufen, die um so größer sein werden, je schwächer die Steuerung konstruiert ist. Diese Schwingungen machen sich nach aussen als ein beständiges Zittern der bewegten Teile bemerkbar.

Schließlich sei noch gezeigt, wie Geschwindigkeit, Beschleunigung und dynamische Wirkung sich ändern, wenn die Umlaufzahl der Kurbel eine andere wird. Man würde auch für die Bestimmung der Bewegung bei einer höheren Zuggeschwindigkeit die Kurbelzapfengeschwindigkeit und damit auch die Kurbelzapfenbeschleunigung gleich dem Kurbelradius nehmen; d. h. die zeichnerischen Größen von v und j bleiben dieselben. Nur wird sich ein anderer Maßstab ergeben, der durch die Berechnung der Kurbelzapfengeschwindigkeit und Kurbelzapfenbeschleunigung aus der Zuggeschwindigkeit bestimmt wird. Bezeichnet V in km f. d. Stunde die Zuggeschwindigkeit, so wird die Kurbelzapfengeschwindigkeit:

$$A_v = \frac{V \, . \, 1000}{60 \, . \, 60} \, . \, \frac{2 \, . \, R}{D},$$

wobei R der Kurbelradius und D der Triebraddurchmesser ist. Bei zwei verschiedenen Zuggeschwindigkeiten V' und V'' würde das Verhältnis der beiden Kurbelzapfengeschwindigkeiten

$$A'_v : A''_v = V' : V'',$$

d. h. die Geschwindigkeiten am Kurbelzapfen und damit auch die der übrigen ausgezeichneten Punkte würden sich im gleichen Verhältnis ändern, wie die Zuggeschwindigkeiten.

Die Beschleunigung des Kurbelzapfens wird aus der Formel berechnet:

$$A_j = j_n = \frac{(A_v)^2}{R}.$$

Bei zwei verschiedenen Kurbelzapfengeschwindigkeiten würde danach das Verhältnis der beiden Beschleunigungen

$$A'_j : A''_j = (A'_v)^2 : (A''_v)^2 = (V')^2 : (V'')^2.$$

d. h. die Beschleunigungen des Kurbelzapfens und der übrigen ausgezeichneten Punkte der Steuerung ändern sich mit dem Quadrate der Zuggeschwindigkeiten.

Die Trägheitskräfte sind direkt proportional den Beschleunigungen und ändern sich deshalb im gleichen Verhältnis wie diese.

Steigt z. B. die Zuggeschwindigkeit von 120 km auf 180 km f. d. Stunde, dann werden alle Geschwindigkeiten $180 : 120 = \frac{3}{2} = 1\frac{1}{2}$ mal so gross, und alle Beschleunigungen und Kräfte $180^2 : 120^2 = \frac{9}{4} = 2\frac{1}{4}$ mal so gross. Mit diesen Quotienten müssten demnach alle Tabellenwerte multipliziert werden, damit die Resultate für die Steuerung gelten, wenn der Zug statt mit 120 km mit 180 km i. d. Stunde fährt.

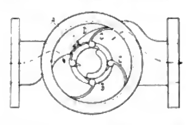
Außer den in der vorliegenden Aufgabe bestimmten Massenkräften, die allein von Beschleunigung und Verzögerung der bewegten Massen herrühren, sind noch verschiedene andere Kräfte im Steuerungsmechanismus tätig, wie z. B. die Schieberreibung, die Reibung in den Gelenken und in der Stopfbüchse, die Stangengewichte und andere. Von diesen ist besonders die erstere von größerer Bedeutung, und sie dient in den meisten praktischen Fällen allein zur Berechnung des Steuerungsgestänges auf Festigkeit. Deshalb soll noch gezeigt werden, daß die von der Schieberreibung herrührende Kräfte an den Steuerungsteilen leicht aus den Tabellen bestimmt werden können. Die Schieberreibung wirkt am Punkte M in derselben Richtung wie die Massenkraft des Schiebers und der Schieberstange, deren Verteilung auf die Steuerungsgelenke schon bestimmt ist und in den Tabellen als die Kraft k'' eingetragen ist. Ist nun k''_m die Trägheitskraft der Massen am Punkte M von Schieber und Schieberstangen für eine bestimmte Kurbelstellnng, und k_r die von der Reibung des Schiebers herrührende Kraft bei der gleichen Kurbelstellung, dann würden alle Tabellenwerte von k'' bei dieser Kurbelstellung mit dem Quotienten $k_r : k''_m$ zu multiplizieren

sein, damit man die Kraft an dem betreffenden Gelenkpunkt erhält, die die Schieberreibung an ihm hervorruft. Der Quotient $k_r : k''_m$ wird für jede Kurbelstellung einen anderen Wert haben, da sich k_r sowohl, als auch k''_m unabhängig von einander ändern. Sammelt man diese so gefundenen Werte in Tabellen, so erhält man ein Bild über den Verlauf der Kräfte, die die Schieberreibung auf die Steuerungsgelenke ausübt.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Wassermesser. (*Sarco.*) In einem zylindrischen Gehäuse A mit Zu- und Abführstutzen läuft ein Zylinder B mit vier drehbar daran befestigten Schaufeln C um, die mit den Kanten dicht an den Gehäusewandungen entlang gleiten. Eine Scheidewand D in dem Gehäuse zwingt das den Apparat durchströmende Wasser, den weiteren Weg zu fließen. Die Schaufeln werden bei der Bewegung mit dem Wasserstrom durch eine Führung in ihrer Lage gehalten, bis der durch zwei Schaufeln begrenzte Raum mit dem Entnahmestutzen in Verbindung steht; dann gibt die Führung die vorderste Schaufel frei, so daß sie sich an dem Zylinder anlegen und an der Scheidewand vorbei wieder in den mit dem Zuführungsstutzen in Verbindung stehenden Teil des Gehäuses gelangen kann. (Le Génie Civil 1906/1907 S. 100.) *Pr.*



Tragbares Multimeter. Mit diesem Namen bezeichnet die *Western Electrical Instrument Company* einen Satz zusammengebauter Meßvorrichtungen. Er enthält ein Millivoltmeter mit den zugehörigen Meß- und Vorschaltwiderständen für einen Meßbereich von 15 Milliampere bis 150 Ampere und 0,0001 Volt bis 750 Volt. Ferner ist eine *Wheatstone*sche Brücke eingebaut. Neben der gedrungenen Bauart der einzelnen Instrumente ist bemerkenswert, daß alle Leitungen und Stöpsellöcher nicht wie bisher auf, sondern unter den Hartgummideckplatten angebracht sind. Da diese Unterseite nicht der zerstörenden Wirkung des Lichtes, der Feuchtigkeit und dem Verstauben ausgesetzt ist, wird eine auf die Dauer bessere Isolation erzielt. Als Stromquelle dient eine Batterie von 12 Zellen, die für die Messungen in verschiedener Schaltung verwendet werden können. Für die Meßergebnisse wird eine Genauigkeit von $^1/_5$ v. H. gewährleistet bis auf die Brückenmessungen, bei denen nur eine Genauigkeit von 1 v. H. erreicht werden kann. (The Electrician 1906/1907, S. 579.) *Pr.*

Dampfturbinen

Dampfturbinen. Der Einspritzkondensator von *Mauric Leblanc* besitzt eine besonders angetriebene Zentrifugalpumpe zur Förderung des Warmwassers. Die Luft und der nicht kondensierte Dampf steigen nach oben; letzterer wird durch weitere Einführung von Frischwasser kondensiert. Es ist dann nur noch Luft fortzuschaffen; das geschieht durch eine Turbinenpumpe, von derselben Welle wie die Wasserpumpe angetrieben. Die Luft wird dem Schaufelrad durch einen Leitapparat, welcher nur aus wenigen Kanälen besteht, zugeführt, passiert eine Düse, für welche eine Dampfzuführung zum erstmaligen Ansaugen vorgesehen ist, und gelangt in ein sich erweiterndes Rohr, in welchem sie auf atmosphärische Spannung verdichtet wird. Der Kondensator ist von der *Westinghouse-Gesellschaft* in Havre bis zu sehr großen Leistungen (36 000 kg zu kondensierende Dampfmenge i. d. Stunde) ausgeführt und soll mit ungefähr 25 kg Kühlwasser f. 1 kg Dampf und bei einem Energieverbrauch von 2,5—3,5 v. H. der Maschinenleistung ein Vakuum bis zu 89 v. H. geliefert haben.

Von verschiedenen Dampfturbinensystemen sind beschrieben:

1. die *Laval*-Turbine in einer Ausführung von 225 PS mit 10 000 Umdrehungen i. d. Minute.

2. Eine vielstufige Ueberdruckturbine von *Bellis & Morcom* mit besonderer Schaufelung (Fig. 1). Die Leit- und Laufschaufeln (a u. b) besitzen kleine Hilfsschaufeln a_1 u. b_1; der durch den Spalt am Umfang des Laufrades durchtretende Dampf wird einerseits durch a_1 zu den Laufschaufeln geleitet, andererseits in den Hilfsschaufeln b_1, welche auf den Laufradschaufeln sitzen, zur Arbeitsabgabe herangezogen.

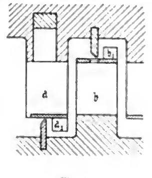


Fig. 1.

3. Die Turbine von *Brown* (Fig. 2) erlaubt durch ihre eigenartige Bauart eine leichte achsiale Einstellung der Trommel. Die hohle Welle A, auf welcher die Laufradtrommel T sitzt, nimmt die volle Welle H des Generators durch eine Klauenkupplung K mit. Durch die Stellschraube S kann die Trommel T gegen das Gehäuse L achsial verstellt werden. Die Einrichtung ist besonders dann von Wert, wenn mehrere Turbinen auf derselben Welle sitzen, die dann unabhängig voneinander eingestellt werden können.

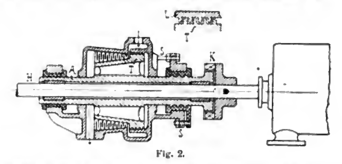


Fig. 2.

4. Die *Junggren*-Turbine besitzt zwei Gruppen von Rädern, in denen der Dampf mit Druckstufen nach dem Aktionsprinzip arbeitet. Die drei Hochdruckräder arbeiten außerdem mit je zwei Geschwindigkeitsstufen, während der Niederdruckteil vier einfache Druckstufen besitzt. Die Dampfräume der Hochdruckstufen stehen durch einen Kanal in Verbindung, in den ein federbelastetes Ventil eingebaut ist. Der Druckunterschied in zwei benachbarten Räumen wird dadurch konstant gehalten.

5. Eine ähnliche Einrichtung mit Regulierventilen zeigt auch die *Curtis*-Turbine mit drei Druckstufen und je zwei Geschwindigkeitsstufen der *General Elektric Co.*

6. Die Turbine von *Lentz* ist eine reine Aktionsturbine mit Geschwindigkeitsabstufung, welche durch mehrmalige Beaufschlagung desselben Laufrades erreicht wird. Der Dampf wird, wie bei der Elektra-Turbine von *Kolb* durch Umleitkanäle den achsialgestellten Schaufeln des Rades mehrmals zugeführt. In die Umleitkanäle sind besondere Wände eingebaut, um dem Dampfstrahl eine Führung und die gewünschte Richtung beim Auftreffen auf die Schaufeln zu geben. In besonderer Weise ist die Schaufelung ausgebildet.

7. Bei der Turbine von *Odie*, einer vielstufigen Ueberdruckturbine ist der Niederdruckteil nicht neben, sondern konzentrisch um das Ende der Hochdrucktrommel angeordnet. Dadurch wird an Länge gespart. Die Entlastung der Welle vom Achsialschub erfolgt durch Umleitung des Dampfes aus dem Hoch-

druckteil in eine Kammer hinter der Abschlußwand des Niederdruckteiles so zwar, daß die Einstellung der Trommel in achsialer Richtung den Druck des übertretenden Dampfes regelt; dies wird durch labyrinthartige Kämme am Trommelumfang erreicht.

8. *Parsons* hat neuerdings vorgeschlagen, die Schaufeln am Trommelumfang zuzuspitzen, damit bei einer Berührung bei zu geringem radialem Spiel nur Abnutzung der Schaufelspitze und keine weitere Zerstörung der Schaufel eintritt. Zu gleichem Zwecke und zur Erzielung einer besseren Abdichtung der Räume der einzelnen Druckstufen versieht er den rotierenden oder den feststehenden Teil oder beide gleichzeitig am Umfang mit Rillen über die ganze Höhe der Schaufel.

9. Die mitgeteilte Bauart der Turbine von *Schultz* nimmt in erster Linie auf die Verwendung der Turbine zum Antrieb von Schiffen Rücksicht. Sie besteht aus einer Hoch- und Niederdruckturbine für gewöhnliche volle Fahrt und außerdem aus drei hintereinandergeschalteten Zusatzturbinen mit abnehmenden Raddurchmessern, welche bei verschiedenen Geschwindigkeiten des Schiffes benutzt werden und auf der gleichen Welle sitzen. Um bei weit auseinanderliegenden Geschwindigkeitsgrenzen annähernd gleich wirtschaftlich zu arbeiten, haben die Zusatzturbinen je nach der Geschwindigkeit, für die sie bestimmt sind, eine größere Anzahl Druckstufen, jede mit einer oder mehreren Geschwindigkeitsstufen.

Zum Schlusse finden noch die Turbinen von *Sulzer* und von *Zoelly* Erwähnung, letztere in der Ausführung der *Maschinenbaugesellschaft Nürnberg*, worüber in D. p. J., Bd. **321**, Heft 40 und 41 berichtet ist. (Revue de mécanique, Dezember 1906, S. 545—583.) *M.*

Eisenbahnwesen.

Fahrwiderstand der Eisenbahnzüge. (*A. Frank.*) Zur Messung der Fahrwiderstände von Eisenbahnzügen sind bisher folgende Verfahren in Anwendung gekommen: 1. Auslaufenlassen der Fahrzeuge auf nahezu wagerechter Bahn und Bestimmung der bei verschiedenen Geschwindigkeiten auftretenden Widerstände aus der Geschwindigkeitsabnahme. 2. Messung des Zugwiderstandes vermittels eines zwischen den Lokomotivtender und den Zug eingeschalteten Dynamographen. 3. Ablaufenlassen der in eine gewisse Anfangsgeschwindigkeit versetzten Fahrzeuge auf einem gleichmäßigen Gefälle bis zur Erreichung der Beharrungsgeschwindigkeit, bei der Zugwiderstand und Seitenkraft der Schwere einander gleich sind und ersterer durch die letztere gemessen werden kann. Das unter 1. bezeichnete Verfahren gibt wegen der raschen Geschwindigkeitsänderung ungenaue Ergebnisse, das Verfahren zu 2. ist gleichfalls wegen der Ungleichmäßigkeit der übertragenen und gemessenen Zugkraft ungenau und nur für eng begrenzte Geschwindigkeitsbereiche gültig, die physikalischen Gesetze für die Widerstände der Züge können daraus nicht abgeleitet werden. Nur das Verfahren zu 3. ermöglicht, zuverlässige physikalisch richtige Grundlagen für die Widerstandsformeln zu gewinnen und ist bereits 1879, später dann 1903 von dem Verfasser bei Versuchen angewandt worden. Der Luftwiderstand einer ebenen, rechtwinklig zu ihrer Bewegungsrichtung stehenden Fläche F ist bei der Geschwindigkeit v allgemein $= K \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot F v^2$, der Erfahrungswert K wurde früher nach *Newton* zu $K = 1$ angenommen, ist jedoch wesentlich geringer. Nach den neuesten Versuchen des Verfassers beträgt der Luftwiderstand der eben bezeichneten Flächen:

$$0{,}553 \frac{\gamma}{g} \cdot F \text{ qm} \cdot v^2 \text{ m/Sek.}$$

bei kreisförmigen und

$$0{,}582 \frac{\gamma}{g} \cdot F \text{ qm} \cdot v^2 \text{ m/Sek.}$$

bei quadratischen Flächen.

$$\frac{\gamma}{g} = \frac{\text{Gewicht der Raumeinheit Luft}}{\text{Erdbeschleunigung}}$$

ist hierbei mit 0,1225 einzusetzen, so daß sich als Mittelwert ergibt: $0{,}07\ F \text{ qm} \cdot v^2 \text{ m/Sek.}$

Die zur Berechnung des Luftwiderstandes einer Lokomotive z. B. einzusetzende sog. „ideelle" Fläche ist = 1,1 der wirklichen Stirnfläche in qm anzunehmen. Zur Berechnung der Zugwiderstände dienen dann folgende Grundwerte:

1. Reibungswiderstand für Lokomotiven und Wagen 2,5 kg/t.
2. Durch Stoßwirkungen verursachte Widerstände für Lokomotiven und Wagen:
$$0{,}0142 \left(\frac{v \text{ km/Std.}}{10}\right)^2.$$
3. Ideelle Flächen zur Berechnung des Luftwiderstandes; die Größe dieser ideellen Flächen wird für die verschiedenen Gattungen der Fahrzeuge verschieden angenommen und zwar: für Lokomotiven zu 1,1 der Querprojektionsfläche der Lokomotive, für jeden Personenwagen und bedeckten Güterwagen zu 0,56 qm, für jeden beladenen Güterwagen zu 0,32 qm, für jeden leeren offenen Güterwagen zu 1,62 qm.

Für einen aus n-Wagen bestehenden Wagenzug, für dessen einzelne Wagen das Gewicht in Tonnen mit q_2 und die ideelle Fläche mit f_2 bezeichnet werde, ergibt sich als Widerstand auf 1 t bezogen:

$$w\,kg = 2{,}5 + 0{,}0142 \left(\frac{v}{10}\right)^2 + 0{,}54 \left(\frac{2 + n f_2}{n \cdot q_2}\right) \left(\frac{v}{10}\right)^2.$$

Aus dieser Formel lassen sich für jede Zugzusammensetzung und Zugstärke Anwendungsformeln herleiten. Für eine Steigung von s mm auf 1000 mm Länge der Fahrbahn erhöht oder vermindert sich der auf 1 t Lokomotiv- oder Wagengewicht bezogene Widerstand, je nachdem der Zug die Steigung hinauf- oder hinabfährt, um $w\,kg = \pm s$. In der Kurve von R_m Halbmesser erhöht sich der Widerstand f. 1 t um

$$w\,kg = \frac{650}{R - 55}$$

für Lokomotiven; für Personenzüge, deren Fahrzeuge den Radstand d haben, um

$$w\,kg = \frac{d}{R} \left(180 - \frac{1000\,d}{R}\right)$$

für Güterzüge um

$$w\,kg = \frac{d}{R} \left(180 - \frac{2000\,d}{R}\right).$$

Die Versuchsergebnisse von *Barbier* (Rev. gén. d. chemins de fer, 1897) stimmen innerhalb des Geltungsbereichs der Versuche mit den *Frank*schen Formeln überein. Bei neueren Versuchen, die *Frank* 1903 zur Ermittlung der Zugwiderstände bei geringen Geschwindigkeiten vorgenommen hat, ergab sich als Widerstand für 1 t Wagengewicht der Erfahrungswert 2,36 kg. Die Versuche beziehen sich auf Wagenzüge aus gut eingelaufenen mit Vereinslenkachsen versehenen Personenwagen. Die von *Leitzmann* auf Grund seiner 1904 unternommenen Versuche aufgestellte Formel für den Lokomotivwiderstand zwischen 35 und 95 km/Std. Geschwindigkeit

$$w\,kg = 3{,}5 + \frac{v}{44} + \frac{v^2}{1602}$$

und die ähnlichen Formeln haben in ihren einzelnen Gliedern keine physikalische Bedeutung. Die Annahme, daß diese und ähnliche Formeln bis zur Geschwindigkeit 0 Geltung besitzen, und der bisher angenommene Widerstand für Fahrzeuge bei geringer Geschwindigkeit zu hoch sei, beruht also auf einem Fehlschluß. Die *Frank*schen Formeln lassen sich auf die Versuche der *Studiengesellschaft für elektrische Schnellbahnen* anwenden und geben übereinstimmende Ergebnisse. (Zeitsch. d. Ver. deutscher Ing. 1907, S. 94—100.) *S.*

Schienenstoß von Wolhaupter. (*Hromatka.*) Die Stoßanordnung ist ein Stoß mit Schwellenbrückenplatte, die nur etwa 8 mm stark, jedoch zur Erhöhung der Steifigkeit mit eingewalzten Rippen versehen ist. Diese Grundplatte ist 635 mm

lang und etwas breiter wie der Schienenfuß der Breitfußschiene. Die äußere Fußlasche faßt auf ihrer ganzen Länge unter die Brückenplatte und legt sich gleichzeitig gegen die Unterseite des Schienenkopfes und die Oberseite des Schienenfußes, sie zeigt 2 Einklinkungen für die Hakennägel. Die Innenlasche faßt in der Mitte unter die Grundplatte, nach den Enden zu ist der Fuß weggefräst. Auch in der Grundplatte befinden sich Aussparungen für Hakennägel, die zugleich den Schienenfuß fassen. Die Stoßschwellen werden um 19 mm tiefer gelegt, als die übrigen. Das Wandern sollen die beiden äußeren Hakennägel verhindern. Die Stoßanordnung überträgt nicht nur lotrechte, sondern auch wagerecht wirkende Kräfte, da die Grundplatte außen hakenförmig aufgebogen ist, so daß sich der Schienenfuß gegen diese Schulter stützen kann. Die Anordnung hat in den letzten 4 Jahren in Nordamerika mit bisher günstigem Erfolge Verwendung gefunden. (Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1907, S. 9—10.) *S.*

Elektrotechnik.

Wechselstrombahnen. (*Somach.*) Geringe Wechselzahl des Stromes ist günstig für den Bau der Motoren und für die Stromleitung durch das Gleis, ungünstig dagegen für die Beleuchtung. In Amerika ist fast durchweg 25 als Frequenz gewählt und hat sich dort für die Beleuchtung bewährt. Bei europäischen Anlagen schwankt die Frequenz zwischen 16 und 42. Der Verfasser empfiehlt jedoch mit Rücksicht auf die Beleuchtung nicht unter 20 herabzugehen. Zur Regelung der Fahrgeschwindigkeit wird die Sekundärwicklung der vorhandenen Transformatoren mit mehreren Anschlüssen versehen, um den Motoren beim Anfahren eine wachsende Spannung zuführen zu können. Die für denselben Zweck vorgeschlagenen und bereits verwendeten Induktionsregler geben zwar eine sehr sanfte und allmähliche Geschwindigkeitserhöhung, sind jedoch schwer und vermindern den Gesamtwirkungsgrad. Die Transformatoren werden wegen ihres beträchtlichen Gewichtes am besten unter dem Wagenfußboden aufgehängt und wegen der größeren Ueberlastungsfähigkeit zweckmäßig als Oeltransformatoren ausgeführt. Die Schaltung der Motoren kann beliebig sein. In Amerika hat man häufig sämtliche Anker und sämtliche Feldwicklungen je in Reihe geschaltet, um trotz geringer Spannung an den Motoren nur schwache Kabelleitungen im Innern der Wagen zu erhalten.

Bei Wechselstrombahnen mit Hochspannung werden zweckmäßig sämtliche diese Spannung führenden Teile in einem besonderen abgeschlossenen Raum untergebracht. Ferner empfiehlt es sich, die Gehäuse der Apparate sowie auch die Blechwände der Wagen durch gut leitende Verbindungen mit dem Untergestell zu erden. Bei den Wagen für Blankenese—Ohlsdorf hat man geerdete Querstreifen aus verbleitem Eisenblech über das Dach gelegt, um Unglücksfälle durch herabfallende Hochspannungsdrähte zu verhüten. Bei den in Betrieb genommenen Bahnen hat man sich bisher mit 3000 bis 5000 Volt begnügt bei Versuchen hat man jedoch schon 15 000 bis 22 000 Volt angewendet. Zur Stromzuführung sind meist Bügelleitungen benutzt, zu deren Isolation neben den für Gleichstrombahnen üblichen Isolatoren aus Hartgummi und Ambroin auch solche aus Porzellan verwendet sind. Für Bahnen mit Vollbahncharakter, bei denen Betriebsspannung und Fahrgeschwindigkeit verhältnismäßig hoch sind, wird meist die sogenannte Kettenlinienaufhängung verwendet, die sich in der Praxis bewährt zu haben scheint. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 28—30.) *Pr.*

Drehfeldumformer im Bahnbetriebe. (*Letheule* und *Wellner.*) Drehfeldumformer werden benutzt, wenn man den Fahrzeugen Wechsel- oder Drehstrom zuführt und zum Antriebe selbst Gleichstrommotoren verwendet. Diese Anordnung bietet den Vorteil, daß die elektrische Ausrüstung der Fahrzeuge für beliebige Periodenzahlen gebaut und daß beim Anlassen die Gleichstromspannung ohne Veränderung der Spannung auf der Wechselstromseite und ohne Vorschaltwiderstände von Null bis zu dem Höchstwert geregelt werden kann. Der Drehfeldumformer mit veränderlicher Gleichstromspannung besteht aus zwei für die halbe Leistung gebauten Transformatoren, deren Wicklungen in den Nuten von kreisförmigen Ankern sitzen und mit den Lamellen eines feststehenden Kommutators verbunden sind. Auf dem letzteren schleifen durch einen besonderen Läufer angetriebene Bürsten. Die Hochspannungsseite des einen Transformators ist fest angeordnet, die des anderen wird zur Erzielung der Spannungsänderungen um verschiedene Winkel gedreht. Gleichzeitig wird hierbei ein Widerstand geregelt, der vor die eine der beiden rechtwinklig zueinander angeordneten Wicklungen des Bürstendrehläufers geschaltet ist. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 30—32.) *Pr.*

Schiffahrt.

Elektrische Treidelei. (*Thwaite.*) Die Tatsache, daß die Kosten für den t/km auf den Eisenbahnen zwischen den 3,8 fachen bis 14 fachen (bei amerikanischen und großbritannischen Bahnen) Beförderungskosten auf dem Douai-Kanal betragen, erhellt die Wichtigkeit der Kanäle als Beförderungsmittel. Zum elektrischen Betriebe der Schiffahrt sind hierbei bereits versucht worden: 1. Durch Schrauben angetriebene Schiffe, deren Motoren aus mitgeführten Akkumulatoren oder aus einer Oberleitung elektrische Energie entnehmen; 2. Seilbahnlokomotiven, deren Laufseile an auf dem Treidelpfad errichteten Masten gelagert sind; 3. elektrische Automobile, die auf dem Treidelpfad fahren; 4. schwere elektrische Lokomotiven, die auf einem Gleis oder auf einer Schiene und dem Treidelpfad laufen; 5. elektrische Lokomotiven, die auf einem Träger laufen, wobei, um gleichzeitigen Betrieb in beiden Richtungen zu ermöglichen, die Schienen in verschiedener Höhe liegen; ferner wird die Adhäsion zum Teil durch Druckrollen erhalten, die entsprechend dem Seilzuge angepreßt werden; 6. elektrische Lokomotiven, die auf einer auf Pfosten gelagerten Tragkonstruktion laufen, Adhäsion wird wie bei 5 durch Druckrollen vermehrt. Im Fall 6 wird der Betriebsstrom durch eine Schiene zugeführt, bei 2 bis 5 durch eine Rolle von einer Drahtoberleitung abgenommen.

Die Anordnungen gemäß 1 sind auf dem Charleroi-Kanal in Belgien erprobt und haben sich nicht bewährt, da die Betriebskosten hoch sind und die von den Schrauben erzeugten Wellen auf die Kanalufer zerstörend wirken. Auch die Anordnung 2 ist in Belgien erprobt worden; sie ist jedoch für schweren Betrieb nicht geeignet. 3 bis 6 sind mit mehr Erfolg erprobt und zwar ist ein Wirkungsgrad von 42 v. H. bei 3 und 70 bis 80 v. H. bei 5 und 6 erreicht worden. Während sich 3 auf dem Charleroi-Kanal nicht bewährt hat, sind damit auf den d'Aire- und Deule-Kanälen bei Douai in Frankreich befriedigende Ergebnisse erzielt und die Automobilfahrzeuge sind dort noch im Betrieb. Letztere haben drei Räder und wiegen $2^1/_2$ t. Unfälle durch Hineinkippen der Fahrzeuge in den Kanal sind bisweilen vorgekommen. Hiergegen ist die Ausführung gemäß 4, die auf dem Teltowkanal bei Berlin in Betrieb genommen ist, dadurch gesichert, daß von den beiden das Gleis bildenden Schienen die dem Kanal zugekehrte um 18 mm gegenüber der anderen höher gelegt ist; ferner kann bei einem 2000 kg überschreitenden Zug das Zugseil von der Trommel auf der 7,5 t schweren Lokomotive ablaufen. Ein ähnlicher Betrieb ist auf dem Douai-Kanal erprobt. Bemerkenswert ist, daß dort das Schleppseil auf dem Schiff an einem leicht niederlegbaren Mast von 10 m Höhe befestigt ist. Den Betrieben 3 und 4 haftet der Nachteil an, daß das gemäß der größten auftretenden Zugkraft bemessene Lokomotivgewicht auch bei geringerer zu fördernder Last bewegt werden muß und daß auf einem Ufer nur ein Gleis angeordnet sein kann. Die Anordnungen 5 und 6 sind auf dem Erie-Kanal in Betrieb (s. S. 220). Nach einer Aufzählung der weiteren Verwendbar-

keit der Elektrizität bei Kanälen schließt der Verfasser mit wirtschaftlichen Bemerkungen über die Einführung elektrischer Treidelei für englische Kanäle. (The Electrical Review London. 1907, S. 124—126 und 162—164.) *Pr.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Schutzvorrichtung für Straßenbahnwagen. (*Manthey.*) Die zwischen Straßenbahnwagen und Anhängewagen angeordnete Vorrichtung soll verhindern, daß eine Person zwischen beide Wagen fallen und von dem Anhänger überfahren werden kann. Die Vorrichtung besteht aus einem am Anhängewagen befestigten Rahmen, in dem ein in Form einer 6 gekrümmtes Gitter aus Flachfedern mit der konvexen Seite nach außen gelagert ist; das Querhaupt an der anderen Seite des Gitters ist an dem Motorwagen befestigt. Das Durchfahren der Wagen durch Gleiskrümmungen wird nicht gehindert, da sich das Gitter auf der Innenseite der Krümmung zusammenrollen und auf der Außenseite strecken kann. (Deutsche Straßen- und Kleinbahnzeitung 1907, S. 86.) *Pr.*

Schneefegemaschinen für Straßenbahnen. Das Fahrzeug hat bei einer Gesamtkastenlänge von 6400 mm 1800 mm Radstand. Außerhalb der Achsen sind zwei zur Gleisachse geneigte drehbare Bürsten gelagert, deren Höhe verstellbar ist, so daß mit der ersten Bürste ein Teil, mit der nachfolgenden der Rest des Schnees von den Schienen fortgeschafft werden kann. Neben die erste Bürstenwalze ist in ihrer Verlängerung noch eine weitere Bürste und ein Blech angeordnet, die den durch die Walze seitwärts gekehrten Schnee noch weiter von dem Gleis entfernen. Die Höhe des Fahrzeuges beträgt 3500 mm, sein Gewicht etwa 6,3 t. (Street Railway Journal 1907, Bd. 1, S. 79.) *Pr.*

Technische Chemie.

Wasserreinigung durch kolloidales Eisenhydroxyd. (*Schweikert.*) Ein sehr gutes Mittel, Trinkwasser zu reinigen, besteht darin, daß man einen Niederschlag von Eisenhydroxyd im Wasser erzeugt, der nicht nur die gröberen Trübungen, sondern auch nahezu sämtliche Bakterien mit zu Boden reißt; die überstehende klare Flüssigkeit zeigt sich fast vollkommen keimfrei. Schon 1878 wurde zu diesem Zwecke vom preußischen Kriegsministerium der Zusatz von 0,45—0,675 g Eisenchlorid und 0,20—0,30 g Natriumbikarbonat auf 1 l Wasser vorgeschlagen. Dieses Verfahren hat den Mangel, daß die beiden Zusätze genau abgemessen werden müssen, weil sonst entweder das Wasser eisenhaltig werden oder (durch überschüssiges Natriumbikarbonat) einen laugenartigen Geschmack annehmen kann. Ein zweiter Nachteil besteht darin, daß durch die chemische Umsetzung eine nicht unwesentliche Menge Chlornatrium dem Wasser zugeführt wird. Drittens hängt sich die freigewordene Kohlensäure in feinen Bläschen an das ausgefällte Eisenhydroxyd und hindert es am Absetzen, so daß man längere Zeit kräftig umrühren muß.

Diese Ueberstände vermeidet *Schweikert*, indem er geradezu Eisenhydroxyd, das in reinem Wasser kolloidal gelöst ist, zufügt; durch die im gewöhnlichen Wasser stets anwesenden Salze wird die kolloidale Lösung sofort zerstört und das Eisenhydroxyd senkt sich zu Boden.

Zur Herstellung der kolloidalen Eisenhydroxydlösung empfiehlt *Schweikert* folgende Vorschrift (D. R. P. 173 733). Eisenchloridlösung, die frei von Schwefelsäure sein muß, wird allmählich mit einer in kleineren Mengen zugefügten gleichfalls schwefelsäurefreien Sodalösung in der Weise versetzt, daß man den entstehenden Niederschlag sich immer erst wieder auflösen läßt, und zwar solange, bis die Lösung sich mit Rhodansalz nicht mehr blutrot färbt, aber im durchfallenden Lichte noch klar erscheint. Alsdann fügt man der Lösung noch soviel einer stark verdünnten Sodalösung hinzu, daß das Eisen sich als chlorhaltiges Eisenhydroxyd abscheidet, die Flüssigkeit aber noch schwach sauer bleibt. Hierauf läßt man den Niederschlag abtropfen, wäscht ihn mit Wasser in nicht zu reichlicher Menge nach und befreit ihn möglichst von der Flüssigkeit durch Absaugen. Endlich wird der noch feuchte, gelatinöse Niederschlag in der nötigen Menge Wasser, erforderlichenfalls unter Zusatz einer ganz geringen Menge Eisenchlorid gelöst.

Mit 1 l Eisenhydroxydlösung, der etwa auf 3,2 Pfennig zu stehen kommt, kann im allgemeinen 1 cbm Wasser gereinigt werden.

Die mit *Elbwasser in Magdeburg angestellten Reinigungsversuche* ergaben, daß in 100 000 Teilen Elbwasser vor dem Zusatz (1), nach dem Zusatz von 1 Teil Eisenhydroxydlösung auf 1000 Teile Wasser (2), nach Zusatz von 2 : 1000 (3) und von 3 : 1000 (4) gefunden wurden:

	1	2	3	4	
Organische Substanz . . .	11,0	4,8	4,25	3,75	Teile
Chlor	17,2	18,25	18,8	19,9	„
In 1 ccm Wasser Bakterienkeime	1470	364	178	72	Keime

Der Gehalt an Schwefelsäure war unverändert geblieben. (Chemikerzeitung 1907, S. 16—18.) *A.*

Bücherschau.

Die elektrische Bleicherei. Von *Leonhard Wagner.* 33 S. Wien und Leipzig, 1907. A. Hartleben.

Der Verfasser hat es unternommen, den gegenwärtigen Stand der elektrischen Bleicherei kurz zu besprechen, um auch „dem mit chemischen und elektrotechnischen Kenntnissen nicht ausgestatteten Techniker" Einblick in diesen wichtigen Industriezweig zu ermöglichen. So lebhaft jeder Versuch zu begrüßen ist, eine wirklich brauchbare, auch weiteren Kreisen und insbesondere dem intelligenten Werkmeister und Arbeiter des betreffenden Faches verständliche Literatur zu schaffen, so ist nach Ansicht des Referenten diese Aufgabe im vorliegenden Falle nicht glücklich gelöst. Das Büchlein enthält im wesentlichen eine kurze Beschreibung der wichtigeren, für Erzeugung von Bleichlaugen dienenden Apparate. Dem ganzen ist eine mehr als dürftige Einleitung vorangestellt, welche weder in chemischer noch elektro-chemischer Hinsicht befriedigen kann. Gerade die wichtigsten Seiten der Angelegenheit, wie Chloratbildung, kathodische Reduktion und Verhütung derselben, Elektrodenabstand, Beziehung zwischen aufgewendeter Energie und Gehalt der Bleichlauge findet man nicht in der Einleitung zusammengefaßt, sondern zerstreut und ganz flüchtig bei den einzelnen Systemen erwähnt, so daß es dem Nichtfachmann wohl schwer fallen dürfte, sich aus dem Büchlein über die Erzeugungsbedingungen zu orientieren. Das Werkchen ist mit guten Abbildungen reich versehen. *Frenzel.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Aus Natur und Geisteswelt. Sammlung wissenschaftlich-gemeinverständlicher Darstellungen. 138. Bändchen. Der gewerbliche Rechtsschutz in Deutschland. Von *B. Tolksdorf*, Patentanwalt in Berlin. Leipzig, 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 1,—, geb. M. 1,25.

Encyclopédie Scientifique Des Aide-Mémoire. Publiée sous la Direction de *M. Léauté*, Membre de l'Institut. Rivetage. Par *M. Fricker*, Ingenieur civil des Constructions navales. Paris. Gauthier-Villars, Imprimeur-Editeur, Masson et Cie., Editeurs, Libraires de l'Académie de Médecine.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 18. Berlin, 4. Mai 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Hammerwerke mit Kraftantrieb.

Von Professor **Pregél**, Chemnitz.

Das Wirkungsfeld dieser wichtigen Arbeitsmaschinen hat sich in den letzten Jahren derart erweitert, und es haben diese Maschinen selbst eine solche, den Arbeitszwecken angepaßte Ausgestaltung erfahren, daß ihre nähere Kenntnis wünschenswert erscheint.

Hammerwerke arbeiten durch Stoßkraft, Pressen mittels Druckwirkung. Man würde dies auch in der Weise aussprechen können, daß im Hammerwerk die kinetische, im Pressenwerk aber die potentielle Energie hervortritt oder mehr zur Geltung kommt.

Die Schmiedeleistung enthält selbstverständlich nur einen Teil der angewendeten, in das Triebwerk eingeleiteten mechanischen Arbeit. Es kann daher die wirkliche vorbestimmte Formänderung eines Schmiedestückes als Maß für die Nutzleistung benutzt, und diese Nutzleistung wieder in das Verhältnis zur gemessenen Betriebsleistung gebracht, als Maß für den Wirkungsgrad bezw. als Maß für die Güte des Hammerwerkes gebraucht werden.

Nichtsdestoweniger ist eine Vergleichung im allgemeinen kaum zulässig, da nicht wohl eine Gesenkarbeit mit einer Streck- oder Nietarbeit verglichen werden kann, — auch die Güte und Vollkommenheit des erstrebten Arbeitszweckes für die endgültige Beurteilung ausschlaggebend bleibt —.

Man unterscheidet Hammerwerke, die mit einer kleinen, solche die mit einer mittleren und endlich solche, die mit sehr großer Schlagzahl wirken, Schläge, die entweder auf eine bestimmte Arbeitsverrichtung, oder auf eine bestimmte Zeit bezogen werden. Im allgemeinen wird die lotrechte Kraftwirkung vorgezogen, obwohl letztere, wie es bei Preßlufthämmer der Fall ist, eine beliebige Richtung erhalten kann. Bei senkrechter Richtung ist die Schlagarbeit das Produkt aus Hammerbärgewicht mal Fallhöhe. Sowie aber beim Beginn des Arbeitshubes eine besondere Kraft tätig ist, so ist die Schlagarbeit gleich der Wirkung der lebendigen Kraft, d. i.

$$A = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{2},$$

worin Q kg das Hammergewicht, $Q : g = M$ dessen Masse M und v die am Hubende erlangte Endgeschwindigkeit m/Sek. des Hammerschwerpunktes ist. Ist keine beschleunigende Kraft, also Freifall, vorhanden, so ist

$$v = \sqrt{2\,g\,h}$$

bezw.

$$v^2 = 2\,g\,h$$

$$\frac{v^2}{2\,g} = h,$$

demnach $A = Q\,h$ m/kg.

wie vorausgesetzt, die Schlagarbeit.

Ueberwiegt die beschleunigende Triebkraft die Wirkung des Freifalles, so kann der Anteil des letzteren sogar ganz vernachlässigt werden, was tatsächlich bei Preßluftwerkzeugen vorkommt.

Ist λ in m der Arbeitsweg des Hammers am Werkstück, dann ist

$$P = \frac{A}{\lambda} \text{ kg}$$

die mittlere Schlagkraft.

Sind ferner M_1 und M_2 die Massen von Hammer und Amboß, v_1 und v_2 m/Sek. die entsprechenden Geschwindigkeiten vor dem Stoße, und c m/Sek. die gemeinschaftliche Geschwindigkeit nach dem Stoße, so wird, wenn unelastischer Stoß vorausgesetzt ist, nach bekannten Gesetzen:

$$c = \frac{M_1\,v_1 + M_2\,v_2}{M_1 + M_2} \text{ m/Sek.}$$

und

$$L = \frac{M_1\,M_2}{M_1 + M_2} \cdot \frac{(v_1 - v_2)^2}{2} \text{ m/kg}$$

die Schlagleistung oder der Verlust an Arbeitsvermögen, an kinetischer Energie sein.

Werden ferner für den Amboß die Werte

$$v_2 = 0, \text{ und } M_2 = i \,.\, M_1 \text{ bezw. } i = \frac{M_2}{M_1}$$

in die obigen Gleichungen eingesetzt, so folgt für

$$c = \frac{1}{1 + i} \cdot v_1 \text{ m/Sek.}$$

und für

$$L = \frac{i}{1 + i} \cdot \frac{M_1\,v_1^2}{2} \text{ bezw. } L = \frac{i}{1 + i} \cdot Q \cdot h$$

als Schmiedeleistung oder als Stoßverlust. Der Gewinn an Schmiedeleistung durch Erhöhung des Amboßgewichtes stellt sich z. B. für $i_1 = 10$ und $i_2 = 15$ auf

$$L_2 - L_1 = \left(\frac{15}{16} - \frac{10}{11}\right) Q\,h = \frac{1}{35}\, Q \,.\, h$$

oder $2{,}86 \backsim 3$ v. H.

Dieser Gewinn ist also im Verhältnis zu den Mehrkosten, welche der schwere Amboß verursacht, gering.

Um jede seitliche Nebenwirkung zu vermeiden, sollte die Schlagrichtung in die Mittellinie des Schlagkörpers fallen, was bei exzentrischen, seitlichen Prellschlägen nicht der Fall ist. Infolgedessen treten in den Führungen starke

Seitenkräfte auf, die nicht nur den Bestand der Maschine schädigen, sondern auch beträchtliche Reibungswiderstände hervorrufen. Namentlich sind diese Nebenwirkungen sehr nachteilig, wo die Führung des Schlagkörpers allein durch Kolben und Stopfbüchsen besorgt wird, Teile die leicht undicht werden und dadurch zu unvorhergesehenen Kraftverlusten Veranlassung geben.

Ein weiter sehr beachtenswerter Umstand bei jedem Hammerwerk liegt in der Ausnutzung der größten Schlagkraft. Mit Ausnahme des Freifallhammers wird bei jedem ununterbrochen gesteuerten Hammerwerk eine Gegenkraft tätig sein, vermöge welcher der Hammerkörper in die Hochstellung zurückgebracht wird. Tritt diese rückwirkende Kraft vor Ausübung des vollen Schlages ein, so wird dadurch unbedingt die Stärke der Schlagkraft herabgemindert werden müssen. Außerdem wird durch die veränderliche Höhe des Werkstückes die wirksame Fallhöhe gerade um so mehr eingeschränkt, je nötiger die Schlagwirkung wird, was bei hohen Schmiedestücken wieder zutrifft. Um nun die Hammerarbeit wirtschaftlich zu gestalten und um einen besonderen Hammerführer zu ersparen, wird die Steuerung des Hammerwerkes möglichst selbsttätig eingerichtet. Dadurch werden aber Vorrichtungen und Zwischenglieder nötig, welche die sonst wünschenswerte Einfachheit des Hammers unmöglich machen. Ferner hat die Erfahrung gelehrt, daß die starren Triebwerksteile den Bestand des Hammerwerkes gefährden und deshalb die Einschaltung federnder Zwischenglieder wünschenswert erscheinen lassen.

Von diesen Zwischenmitteln hat sich die Luft am besten bewährt und man ist im Laufe der Zeit dazu übergegangen, diese Nebenwirkung der Luft sogar in Hauptwirkung umzugestalten, also die Preßluft als Triebkraft zu verwenden.

In einer Reihe von Beispielen ausgeführter neuerer Hammerwerke wird der ganze Entwicklungsgang dieser Maschine, vom Hebelhammer bis zum Preßluftwerkzeug gezeigt und es sollen hierbei sowohl die baulichen Einzelheiten, als auch die Arbeitszwecke möglichst eingehend behandelt werden.

Ajax' Verbund-Federhammer.

Von der Firma *Brüder Boye*-Berlin werden in verschiedenen Größen Hammerwerke gebaut, deren Ausführung aus Fig. 1 leicht erklärt werden kann. An dem starken

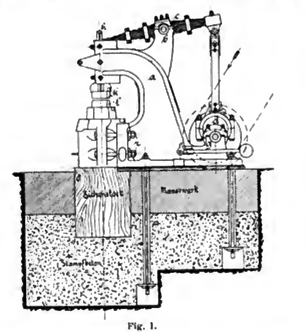


Fig. 1.

Ständer *a* ist das Lager *b* für den Hebel *c* angegossen, welcher an einem Ende durch Exzenter *d* und Schubstange von der Antriebwelle *g* betätigt wird, während das andere Hebelende in das Auge eines Schlittens *h* frei einsetzt, der in einer Prismenführung des Gestells gleitet und den Hammer *k* trägt. Der Amboßeinsatz *l* ist im Amboßkopf eingekeilt. Der Amboß steht auf einem in das Fundament eingelassenen Eichenstock und gleitet bei allen Hammerausführungen in einem Führungsbügel des Gestellfußes, an dem er verschiebbar durch Kopfschrauben *r* gehalten ist. Bemerkenswert ist die Ausführung des Hammerhebels *c*, welcher aus einem Paket schwacher Blattfedern zusammengesetzt wird, das nach Art der Tragfedern nach der Mitte zu, sich verdickt, und einem Körper gleicher Festigkeit entspricht. Diese Blattfederlagen werden durch einen, mit Schildzapfen versehenen, oben offenen Federbund gehalten, welcher mittels eines angeschraubten Deckelstückes den Verschluß der Federlagen bildet, eine Bauweise, welche den Vorteil hat, daß gebrochene Blattfedern ohne nennenswerten Zeitverlust ersetzt werden können. Außerdem wird dieser Federhebel noch mittels zwischenliegenden Bandschellen zusammengehalten. An der Antriebseite bildet ein angeschraubter Schuh mit angelenktem Kopf den Anschluß an die Zugstange. Letztere ist aus zwei federnden Blättern zusammengesetzt, die bei Niedergang des

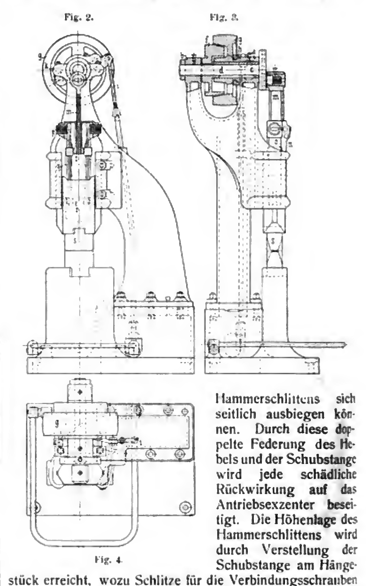


Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4.

Hammerschlittens sich seitlich ausbiegen können. Durch diese doppelte Federung des Hebels und der Schubstange wird jede schädliche Rückwirkung auf das Antriebsexzenter beseitigt. Die Höhenlage des Hammerschlittens wird durch Verstellung der Schubstange am Hängestück erreicht, wozu Schlitze für die Verbindungsschrauben vorgesehen sind, während die Hubgröße durch Verlegung der Exzenterscheibe an einer festen Scheibe bezw. durch Aenderung der Exzentrizität ermöglicht wird. Da bei einer bestimmten Hubgröße die mechanische Arbeit des Hammers unbedingt die gleiche bleibt, so kann eine Abschwächung der Schlagstärke nur in der Weise erzielt werden, daß der die Antriebscheibe nur teilweise überdeckende Riemen über diese weggleitet und dadurch die Schlagzahl abgemindert wird. Das Ueberführen des Antriebriemens von der Los- auf die

Festscheibe geschieht durch eine Riemengabel, die mit einem Tritthebel in Verbindung steht, der bei den kleineren Hebeln den Amboß bogenartig umfaßt. Wird das Führungslager der Tritthebelwelle fester angezogen, so kann die Riemengabel in gewählter Stellung bleiben, so daß der Schmied bei Recken von längeren Stangen sich auch ohne Betriebsunterbrechung vom Hammer entfernen kann.

Mit der Riemenausrückung ist noch ein Bremswerk mittels eines Zwischenhebels verbunden, welches auf eine Schwungscheibe wirkt, die am freien Ende der Antriebswelle sitzt. Die Bremskraft ist hierbei durch ein Hebelgewicht gegeben, das während der Riemenverschiebung gelüftet wird.

Bei leichten Hammerschlägen bleibt der Bremsbacken auch etwas am Umfang der Schwungscheibe angedrückt, so daß der nur teilweise die Antriebscheibe überdeckende Betriebsriemen die angestrebte Gleitung ausführen kann.

*Massey*s *Federhammer.*

Von der Firma *B. & S. Massey in Openshau, Manchester* wird in Fig. 2—4 nach „Engineering" 1903, II, Seite 619, dargestellte Federhammer gebaut, dessen besondere Einrichtungen im folgenden zu erkennen sind.

Das Hammergestell besitzt ein vorderes Deckellager *a* und ein hinteres Lagerauge *b*. Durch den Lagerdeckel wird die lange Büchse *c* festgehalten, in welcher die Kurbelwelle *d* läuft, die auch im hinteren Ständerlager *b* geht. Zwischen Auge *b* und Lagerbüchse *c* läuft die mit Gegengewicht ausgestattete Kegelscheibe *f*, die auf die Kurbelwelle *d* aufgekeilt ist. Gegen diese Kegelscheibe *f* wird die mit Hohlkegel versehene schwere Antriebsscheibe *g* mittels des Gleitringes *h* achsial verschoben und dadurch die Verkupplung mit der Kurbelwelle *d* besorgt. Diese achsiale Verschiebung der Antriebscheibe *f* erfolgt durch Verdrehung des Gleitringes *h* mittels der Hebelstange *i* in der Weise, daß zwei nach Herstellung der Kupplung parallele Stelzen *k* verschränkt werden. Die Stelzenenden sind kugelförmig; sie sitzen einerseits in festen Augen des Lagergestelles, andererseits in dem Ring *h*. Letzterer wird daher beim Verschränken der Stelzen achsial mit der Antriebscheibe nach dem vorderen Ständerlager hingezogen, was Ausrückung des Kurbelgetriebes zur Folge hat.

Zur Einführung der Kugelenden in entsprechende abgeschlossene Kugelpfannen sind sowohl der Ring, als auch die Ständeraugen geteilt ausgeführt.

Um die Hubgröße zu regeln, wird der Kurbelzapfen auf der Wellenscheibe mittels Schraubenspindel verlegt. Auf den Kurbelzapfen ist eine Büchse geschraubt, welche als Gleitzapfen dient und mit ihrem äußeren Bord das Auge der Schubstange *m* sichert. Die vordere schmale Kante dieser Schubstange ist als Zahnstange ausgebildet, in die das Getriebe *n* eingreift, welches im Federgehäuse *o* lagert und darin auch festgeklemmt wird, sobald die Höheneinstellung durchgeführt ist.

Mittels Schrauben *p* werden die beiden an einem Mittelknopf des Gehäuses *o* sich stemmenden Federkörper *q* straffer gespannt, so daß die am unteren Ende der Federn angeordneten Verbindungshebel *r* mit stärkerer Reibung in den Zapfen gehen.

Diese Hebel *r* bilden die Kupplung des Hammerbärs *s* mit den Federn *q* und sind kreuzweis angesetzt, so daß der am linken Federende angebrachte Hebel im rechtsseitigen Auge des Hammerbärs lagert und umgekehrt. Die Hammerführung sowie das übrige Fußstellwerk bedarf keiner eingehenderen Beschreibung und ist aus den Figuren leicht erkennbar.

(Fortsetzung folgt.)

Der Oßke-Kühnesche Biegungszeichner und die Auswertung seiner bei Eisenbahnbrücken ermittelten Messungsergebnisse.

Die Verkehrslasten der Brücken wirken mit einer gewissen, meist recht erheblichen Geschwindigkeit auf das Brückensystem ein. Hierdurch werden in den Brückengliedern Beanspruchungen erzeugt, die größer als die durch ruhende Lasten hervorgerufenen sind. Hierbei treten Stöße und Schwingungen auf, die für die Berechnung einer Brücke meist in der Weise berücksichtigt werden, daß man die Verkehrslasten mit einem Beiwert, dem Stoßbeiwert, multipliziert. Wenn auch die Frage des Spannungszuwachses infolge der dynamischen Wirkung der Verkehrslasten gegenüber der statischen Wirkung dieser Lasten[1]) in ausgezeichneter Weise theoretisch behandelt worden ist, so werden praktische Erfolge zur Lösung dieser Aufgabe nur durch planmäßig angestellte, sorgfältig ausgeführte und in ausreichender Zahl vorgenommene Beobachtungen mittels geeigneter Vorrichtungen zu erwarten sein. Zu letzteren zählt der *Oßke-Kühne*sche Biegungszeichner. Für seine Anordnung waren folgende Grundsätze maßgebend: klare und leicht übersichtliche Konstruktion, einfache Handhabung, hohe Empfindlichkeit durch möglichst geringe Reibung der bewegten Teile, und selbsttätige Aufzeichnung der Durchbiegungen durch eine Schreibvorrichtung. Die grundsätzliche Anordnung der Vorrichtung ist durch Fig. 1 und 2 dargestellt: ein einarmiger, um den Punkt *a* schwingender Hebel ist einerseits in *b* mit einem senkrechten Gestänge verbunden, anderseits an seinem Ende in *c* mit einer Schreibfeder versehen. Je nachdem nun der Apparat entweder auf einem Brückengurt befestigt und das Gestänge mit einem festen Punkt — der Flußsohle — in Verbindung gebracht

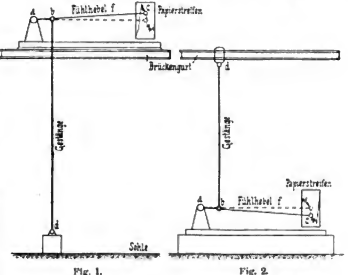


Fig. 1. Biegungsmesser auf dem beweglichen Teil (Brückengurt) angebracht.

Fig. 2. Biegungsmesser auf dem festen Teil (Flußsohle) angebracht.

wird (Fig. 1), oder der Apparat auf einem festen Punkte — der Flußsohle — ruht, während nun das Gestänge mit dem Brückengurt in Verbindung gebracht wird (Fig. 2).

[1]) *Dr. Zimmermann*, Die Schwingungen eines Trägers mit bewegter Last, Berlin 1896.

schwingt der Hebel bei Durchbiegungen oder Schwingungen des Brückengurtes um den Punkt *a*, während die Schreibfeder bei *c* diese Durchbiegungen oder Schwingungen in vergrößertem Maßstabe auf einen vor ihr befindlichen abrollenden Papierstreifen aufträgt. Im einzelnen besteht der mit 5 bis 10facher Vergrößerung arbeitende Biegungszeichner aus folgenden Teilen (Fig. 3):

Dem Unterteil *U*, welches mittels zweier kräftiger Klemmschrauben *K* an beliebiger Stelle des Brückengurtes

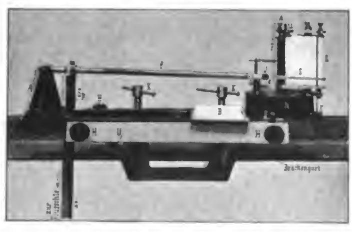


Fig. 3.

oder auf einem in der Flußsohle eingerammten Pfahl mit darauf befestigtem Bohlenstück festgeschraubt wird,

dem Meßapparat *A*, welcher schlittenartig in das mit gehobelten Leisten versehene Unterteil eingeschoben und durch Anziehen von 4 Horizontalschrauben *H* in demselben festgeklemmt wird, und

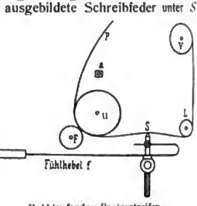
dem Gestänge *G*, welches die Verbindung zwischen dem Fühlhebel *f* des Apparates und der Flußsohle, d. h. einem von der Brückenkonstruktion unabhängigen Punkte, bezw. dem Brückengurt herstellt.

Der Apparat zeigt Senkungen durch steigende und Hebungen durch fallende Linien an, wenn das Gestänge nach unten gerichtet ist (Fig. 1 und 3) und umgekehrt, wenn das Gestänge nach oben führt (Fig. 2). Die Aufzeichnungen erfolgen in $1^1/_2$-, 5-, $6^2/_3$- oder 10facher Vergrößerung, je nachdem das Gestänge mit dem Fühlhebel verbunden wird.

Der Apparat verzeichnet

bei $1^1/_2$ facher Vergrößerung Senkungen bis zu 53 mm Größe
„ 5 „ „ „ „ „ 16 „ „
„ 10 „ „ „ „ „ 8 „ „

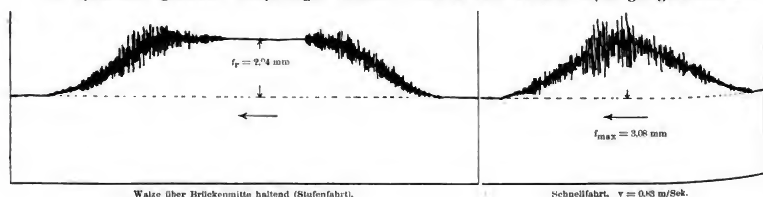
Der Fühlhebel *f* ist nahe dem linksseitigen Lager mit drei spitzkonisch gestalteten Aussperrungen versehen, welche den angeschriebenen Vergrößerungszahlen entsprechen. Das linke Ende des Fühlhebels spielt zwischen zwei Stahlspitzen und gewährleistet dadurch ein Mindestmaß von Reibung. In gleicher Weise ist die Verbindung zwischen dem Gestänge und dem kurzen Fühlhebelarm hergestellt. Der Fühlhebel trägt am rechten Ende die Schreibfeder *S*, welche nach Art der Füllfedern ausgebildet ist. Vor dieser Feder (Fig. 4) und zwar zwischen der Leittrommel *L* und der Uhrtrommel *u* bezw. der Reibungswalze *F* ist ein 10 cm hoher Papierstreifen derartig ausgespannt, daß die mittels der Justierschraube *J* (Fig. 3) genau verstellbare Schreibfeder das Papier in der Mitte eben nur berührt, ohne eine merkbare Reibung darauf zu erzeugen. Das Aufziehen des in dem Gehäuse *h* gelagerten Uhrwerkes geschieht mittels eines auf die Aufzugachse *a* aufgesteckten Uhrschlüssels durch Drehen in der Richtung des eingravierten Pfeiles, das Ingangsetzen des Uhrwerkes durch Hervorziehen, Drehen und Wiederzurücklassen des federnden Handgriffes *g*. Der von der Uhrtrommel im Mittel zurückgelegte Weg beträgt 2,5 mm/Sek. Für die Füllung der Schreibfeder wird zweckmäßig satzfreie Tinte verwendet. Zur Zeichnung der sogenannten Normalen ist eine ebenfalls elastisch ausgebildete Schreibfeder unter *S* angebracht, welche auf dem Gehäuse *h* in *e* drehbar gelagert ist und durch eine kleine Spiralfeder in fester Lage erhalten wird. Durch kurzes Drücken auf den Knopf *k* lassen sich mit dieser Schreibfeder senkrecht zur Normalen stehende kurze Markierstriche verzeichnen. Rechts neben dem Gehäuse



P Ablaufender Papierstreifen.
Fig. 4.

befindet sich die Ausrückvorrichtung *r*, welche ein Abheben der Schreibfedern vom Papier zum Zwecke ihrer Anfüllung mit Tinte ermöglicht. Links neben dem Gehäuse ist ein Notizblock *B*, auf welchem etwaige während der Probebelastung erforderlich werdende Vermerke schnell gemacht werden können. Das eiserne Rohrgestänge *G*, welches je nach Bedarf verschieden lang gestellt werden kann, wird am oberen Ende mit einer Spannvorrichtung *Sp* verschraubt, welche eine genaue Längenregulierung zuläßt. Das untere Ende des Gestänges endigt zum Zwecke des Einsetzens in die Flußsohle in einer massiven Stahlspitze bezw. zum Befestigen am Brückengurt in einer Universalklemme. Der Apparat wird, vom Unterteil getrennt, in einem 0,30 m hohen und 0,60 × 0,65 m großen Kasten untergebracht, welcher von zwei Mann an zwei Handhaben bequem getragen werden kann. Das Gewicht des Apparates einschließlich des Kastens beträgt 38 kg.

In den Fig. 5a—6d sind mittels des *Oßke-Kühne*-

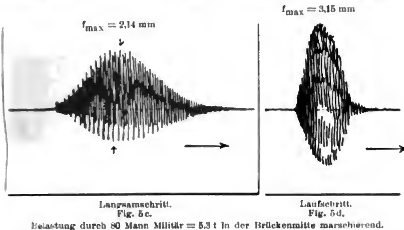


Walze über Brückenmitte haltend (Stufenfahrt). Fig. 5a.

Schnellfahrt. v = 0,83 m/Sek. Fig. 5b.

Belastung durch eine 13 t schwere, einseitig fahrende Dampfwalze.

schen Biegungszeichners aufgetragene Schaubilder dargestellt. Fig. 5a—5d sind durch Messungen an der Beckerbrücke in Chemnitz, einer chaussierten eisernen



Langsamschritt. Fig. 5c. Laufschritt. Fig. 5d.
Belastung durch 80 Mann Militär = 5,3 t in der Brückenmitte marschierend.

Gitterbrücke von 23,6 m Stützweite verzeichnet worden; es läßt sich aus den Aufzeichnungen ersehen, daß durch neue Schwingungsanstöße (Impulse) nach der Zeit einer

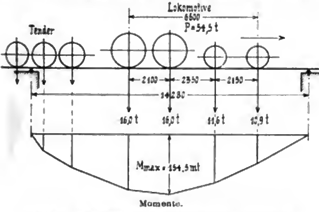


Fig. 6a. Brückenansicht mit ungünstigster Laststellung.

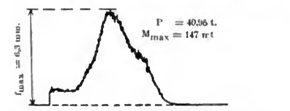


Fig. 6b. Rückwärts und langsam fahrende Einzelmaschine.

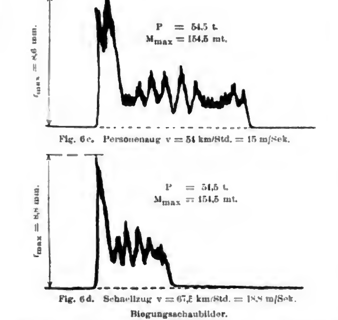


Fig. 6c. Personenzug $v = 54$ km/Std. = 15 m/Sek.

Fig. 6d. Schnellzug $v = 67,5$ km/Std. = 18,8 m/Sek.

Biegungsschaubilder.

Fig. 6a—6d. Durchbiegungsmessungen, ausgeführt mittels Oßke-Kühneschen Biegungszeichners an der Blechbalken-Eisenbahnbrücke in der Lützowstraße in Vorstadt Chemnitz-Kappel.

Schwingung oder zweier Schwingungen usw. die Schwingungsweite vergrößert wird. Derartige Schwingungsanstöße werden bei Straßenbrücken beim Ueberfahren unebener Pflasterstellen durch Fuhrwerke (hier z. B. durch die Dampfwalze), oder durch die Tritte der Menschen oder Tiere erzeugt. Die Schaubilder (Fig. 6b—6d) sind mittels des Biegungszeichners an der Eisenbahnbrücke in der Lützowstraße in Chemnitz-Kappel, einer Blechbalkenbrücke von 14,28 m Stützweite, aufgenommen worden; in den Figuren bedeutet P = Lokomotivgewicht, M_{max} = Größtbiegungsmoment, f_{max} = Größtdurchbiegung. Die Schaubilder (Fig. 6c und 6d) wurden durch einen Personenzug bezw. einen Schnellzug erzeugt, der von einer Schnellzuglokomotive der in Fig. 6a gezeichneten Art geführt wurde; in Fig. 6a ist gleichzeitig die Momentenfläche für die ungünstigste Stellung dieser Lokomotive auf der Brücke dargestellt. Diese äußerst charakteristischen Schaubilder zeigen deutlich den Einfluß der Fahrgeschwindigkeit und der Belastung auf die Schwingungen. Wenn nun auch der *Oßke-Kühne*sche Biegungszeichner bei Brücken mit großen Lichthöhen oder bei Brücken, welche tiefe Wasserläufe überspannen, kaum wird zur Anwendung gelangen können, weil in solchen Fällen ein festes Auflager unter der Brücke schwer zu ermöglichen ist, so scheint er in den übrigen Fällen ein ganz besonders geeigneter Apparat zu sein, um an der Hand der Schaubilder einen klaren Ueberblick über die dynamischen Einflüsse der Fahrzeuge verschiedener Art bei wechselnder Fahrgeschwindig-

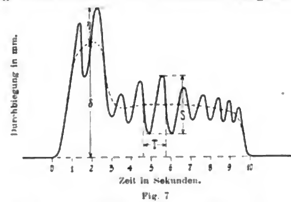


Fig. 7

keit auf die Brückenbauwerke, insbesondere die eisernen Ueberbauten zu geben. Die Schaubilder werden im allgemeinen die in Fig. 7 dargestellte Form aufweisen, aus welcher die größte statische Durchbiegung δ und die dynamische Zusatzdurchbiegung η, ferner die Dauer T und die Weite S einer beliebigen Schwingung ersichtlich ist. Die punktierte Linie würde der statischen Durchbiegung oder Schwingungsachse entsprechen. Die *dynamische Zusatzdurchbiegung*[2]) wird, wenn δ = statische Durchbiegung, g = Beschleunigung des freien Falles und v = Geschwindigkeit der Senkung im Schwingungsmittelpunkt bedeutet.

$$\eta = \pm v \sqrt{\frac{\delta}{g}},$$

d. h. sie ist in erster Linie von der *Fahrgeschwindigkeit*, in zweiter von der *Belastung*, mit welcher die Durchbiegung in gleichem Verhältnis wächst, abhängig. Die *Schwingungszeit* T und die Anzahl der Schwingungen in der Sekunde $n = \frac{1}{T}$ ergibt sich für einen Balken auf zwei Stützen mit dem Eigengewicht q und der Verkehrs-

[2]) Handbuch der Ingenieurwissenschaften II. 2, Leipzig 1901 S. 47.

last p f. d. m, der Stützweite L, dem Trägheitsmoment J, der Elastizitätsziffer E, der zulässigen Beanspruchung k, der Trägerhöhe h

für die vollbelastete Brücke

$$T_v = 2\pi L \sqrt{\frac{k}{6\,E\,g\,h}},$$

für die unbelastete Brücke

$$T_u = 2\pi L \sqrt{\frac{k}{6\,E\,g\,h}} \sqrt{\frac{q}{p+q}}.$$

Ist $n = \frac{1}{T}$ die der Brücke eigentümliche Schwingungszahl für die Sekunde, so kann durch $n, \frac{n}{2}, \frac{n}{3}, \frac{n}{4}$ .. *Schwingungsanstöße* eine bedeutende *Vergrößerung der Schwingungen* eintreten. Derartige Schwingungsanstöße können vornehmlich durch die *Gegengewichte der Lokomotivräder*, *unrunde Räder* (Bremsräder) und *Schienenstöße* erfolgen. Bedeutet V = Geschwindigkeit km/Std., d = Raddurchmesser, N_r = Anzahl der Umdrehungen in der Sekunde, so wird die Anzahl der Schwingungsanstöße in der Sekunde

$$N_r = \frac{V\,.\,1000}{d\,.\,\pi\,.\,3600} = 0{,}0885\,\frac{V}{d},$$

d. h. die Schwingungsanstöße der Räder sind von der Fahrgeschwindigkeit und dem Raddurchmesser abhängig. Die Anzahl der Schwingungsanstöße durch das Ueberfahren der Einsenkungen bezw. der Lücken an den Schienenstößen wird, wenn a = Abstand der Achsen bedeutet

$$N_s = \frac{100\,.\,V}{3600\,.\,a} = 0{,}2778\,\frac{V}{a}.$$

d. h. Fahrgeschwindigkeit und Achsabstand bedingen die Anzahl der Schwingungsanstöße infolge der Schienenstöße. Eine *Vergrößerung der Schwingungen* und damit eine *Erhöhung der Beanspruchungen* des Ueberbaues tritt ein, wenn N_r oder N_s die Werte $n, \frac{n}{2}, \frac{n}{3}$ usw. annehmen.

Die neueren Bestrebungen im Lokomotivbau gehen darauf hinaus, durch zweckmäßige Anordnung des Triebwerkes einen Ausgleich der Triebwerksmassen ohne Gegengewichte und damit einen ruhigen Gang der Lokomotiven zu erzielen; es läßt sich demnach annehmen, daß die Schwingungsanstöße infolge unausgeglichener Triebmassen im Lauf der Zeit immer geringfügiger sich gestalten werden. Schienenstöße auf kürzeren Brücken sucht man heute bereits nach Möglichkeit durch Einlegung besonders langer Schienen zu vermeiden; bei längeren Brücken wird ihr dynamischer Einfluß durch besondere Stoßanordnungen, z. B. Blattstoß, zu mildern gesucht. Von Einfluß auf die Schwingungsanstöße an den Schienenstößen ist der Radstand; es ist fraglich, ob nicht der neuzeitliche Drehgestellwagen mit großem Drehzapfenabstand und kleinem Drehgestellradstand die Brücken dynamisch ungünstiger als der dreiachsige Wagen beeinflußt.

Die Schaubilder des *Oßke-Kühne*schen Biegungszeichners lassen durch *Vergleich* Schlüsse über die *Einwirkung* verschiedener *Lokomotivtypen* und *Wagenarten* auf die Brückenüberbauten bei verschiedener *Fahrgeschwindigkeit* zu; nach einheitlichen Grundsätzen vorgenommene Versuche werden ein Bild über die Durchbiegungen unter Berücksichtigung der Schwingungen geben können, und damit eine Ermittlung der je nach den Schwingungen wechselnden Beanspruchung ermöglichen. Die Messungsergebnisse werden wertvolle Anhalte über die zweckmäßigsten Belastungs- und Beanspruchungsannahmen für Brücken des Schnellverkehrs bieten können.

Regierungsbaumeister *Jaehn*, Bromberg.

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im Jahre 1906.

Von **A. Stift**, Wien.

Die Entwicklung der Zuckerfabrikation, insoweit sie auf Neuerungen des Betriebes beruht, bewegte sich in den letzten Jahrzehnten nach drei Richtungen hin: 1. nach einer solchen rein mechanischer, bezw. konstruktiver Natur, 2. nach einer solchen rein chemischer Natur und 3. schließlich nach einer solchen, welche die beiden genannten Zweige der Technik in sich vereinigt, d. h. also Verfahren chemisch-technischer Natur betrifft. Die maschinelle Technik der Zuckerfabrikation hat sich im Laufe der Zeit in einer Weise entwickelt, daß sie als hochstehend in jeder Beziehung angesprochen werden kann. Die allgemeinen Fortschritte der Technik kamen der Zuckerfabrikation vielfach ebenfalls zu Nutzen, so daß immer Verbesserungen und auch Neuerungen auftraten, die auf eine Vervollkommnung des Betriebes hinarbeiteten. In den letzten Jahren ist auch die Chemie wieder mehr in den Vordergrund getreten und es sind durch ihre Hilfe besonders auf dem Gebiete der Saftreinigung noch große Erfolge zu erwarten. Die Erfindertätigkeit auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation war von jeher eine große und auch die letzten Jahre haben eine stattliche Anzahl von Verfahren, Neuerungen und Verbesserungen gebracht. So betreffen im Jahre 1905 von den erteilten 50 Patenten der Klasse 89 36 Patente und im Jahre 1906 von 59 Patenten dieser Klasse sogar 51 Patente die Zuckerfabrikation allein. Eine reiche Auswahl liefern die noch in Wirksamkeit stehenden deutschen Patente der Zuckerfabrikation, welcher es am 1. Januar 1905 237 und am 1. Januar 1906 232 gab. Allerdings dürfte der größte Teil dieser Patente, wie es überall so geht, nur am Papier stehen bleiben und niemals den Weg in die Praxis finden.

In der folgenden Zusammenstellung soll über Neuerungen hauptsächlich auf dem maschinellen Gebiete der Zuckerfabrikation berichtet werden, da die Verfahren rein chemischer Natur nicht in den Rahmen vorliegender Zeitschrift fallen. Wird hie und da auch die Chemie herangezogen, so ist dies unvermeidlich, um einerseits nicht unverständlich zu werden und weil es dann andererseits Verfahren betrifft, die chemisch-technischer Natur sind, d. h. sich sowohl auf Mechanik als auch auf Chemie stützen. Um Mißverständnissen vorzubeugen, sei noch bemerkt, daß es sich bei der folgenden Besprechung nur um Verfahren und Neuerungen handelt, welche bereits im Betrieb eingeführt sind oder aber für denselben unmittelbares Interesse besitzen. Von der Beschreibung der in dem Berichtsjahre erteilten Patente wurde abgesehen, da diese doch erst in zweiter Linie in Betracht kommen und man über den praktischen Wert der meisten dieser Patente noch nichts sagen kann.

Als geeignetes Transportmittel für Rüben aus der

Wäsche, auch bei Verwendung vom heißem Wasser, hat sich nach der Erfahrung von *Zscheye*[1]) die Rübenschnecke erwiesen, die die Rüben von der Wäsche zu der Rübenwage führt. Die Schnecke besteht aus einem einzigen geschmiedeten Rohre von 10—17 m Länge und 25 mm starker Wandung, die nach der Mitte zu noch stärker wird. Die Schnecke arbeitet tadellos, sicher und auch sauber, da kein Tropfen Wasser umherspritzt und Rüben nicht verloren gehen, was bei Guttaperchagurten und Becherwerken der Fall ist. Die Schnecke macht sich wohl schon in einer Kampagne bezahlt. Derselben Ansicht sind auch *Rohde* und *Schwenzer*[2]) und besonders letzterer hält die Rübenschnecke für ein geradezu ideales Beförderungsmittel.

Ein getreues Bild über die neuesten Fortschritte in der Saftgewinnung aus Rüben hat *Claassen*[3]) gegeben. Es lassen sich hier zwei Richtungen unterscheiden; bei der einen will man den zerkleinerten Rüben vor oder sofort bei Beginn der Saftreinigung eine solche Beschaffenheit geben, daß der Saft aus ihnen leichter durch Diffusion oder Auspressen gewonnen werden kann und die andere Richtung sucht die Verbesserung am Schluß der Saftgewinnung zu erreichen, indem die mehr oder weniger zuckerhaltigen Abwässer nicht ausgeschieden, sondern wieder verwendet werden, wodurch neben reineren Säften ein wertvolleres Futter gewonnen wird. Gemeinsam ist beiden Bestrebungen, möglichst viel Nichtzuckerstoffe, besonders Eiweiß, in den Schnitzeln zu lassen, um so nicht nur ein zuckerhaltiges, sondern auch sonst gehaltreiches Futter und reinere Säfte zu erhalten. Die meisten Vorschläge zur Verbesserung der Saftgewinnung bewegen sich in ersterer Richtung und beruhen auf der Einwirkung der Wärme auf die zerkleinerten Rüben; nur die Art und Weise, wie diese Erwärmung vorgenommen wird, ist bei den einzelnen Verfahren verschieden. Infolge der Zusammensetzung der Rüben kann aus den unverletzten Rübenzellen weder Zucker noch Nichtzucker austreten und gewonnen werden, so lange sie nicht auf Temperaturen über 55 ° C erhitzt sind. Erst wenn die Zellen durch Temperaturen über 55 ° C abgetötet sind, treten Diffusionserscheinungen, jedenfalls verbunden mit bloßer Auslaugung auf. Soll nun der zu gewinnende Saft eine höhere Reinheit erhalten, so müßte das dadurch erreicht werden, daß entweder im Zellsaft gelöste Nichtzuckerstoffe unlöslich gemacht und in den Zellen zurückgehalten werden oder daß vermieden wird, feste Nichtzuckerstoffe aufzulösen. Die erstere Aufgabe wollen viele Erfinder für das Diffusionsverfahren in der Weise lösen, daß die Schnitzel vor der Berührung mit Saft durch Dampf oder heiße Luft oder sofort bei der ersten Berührung mit Saft auf Temperaturen von ungefähr 75 ° gebracht werden, bei der das Eiweiß gerinnt (sogen. heiße Arbeit). Die bekanntesten Verfahren dieser Art sind diejenigen von *Garez* und *Naudet* (D. R. P. No. 114 543 und No. 162 526). Dasselbe Ziel strebt für das Preßverfahren *Steffen* durch die plötzliche Erhitzung der Schnitzel in großen Mengen Saft an. Die andere Aufgabe sucht man bei der Diffusion durch Abzug möglichst dichter Säfte und kürzere Dauer der Diffusion zu lösen. Von diesen Mitteln scheint *Claassen* die sehr schnelle oder plötzliche Erhitzung von sehr zweifelhaftem Nutzen zu sein. Die Ansicht *Steffen*s, daß durch das plötzliche Erhitzen die Zellen gesprengt werden, ist falsch; ein solches Zersprengen würde auch nur nachteilige Folgen haben, da der ganze Zellsaft mit allen festen Bestandteilen in den Saft gelangen würde. Es bleibt demnach als unbestrittene Folge der schnelleren Erhitzung der Schnitzel nur eine schnellere Gerinnung des Eiweißes übrig, und diese wird von allen Erfindern mit großem Nachdruck in den Vordergrund gestellt. Es ist aber bis jetzt noch nicht der Beweis erbracht, daß die Preßlinge und Trockenschnitzel bei den Verfahren mit schneller Erhitzung der Schnitzel mehr Eiweiß in Prozenten des Gesamteiweißgehaltes der Rüben enthalten als bei der üblichen Diffusionsarbeit. Wenn es demnach sehr unwahrscheinlich und ganz unbewiesen ist, daß gelöste Nichtzuckerstoffe bei den neueren Verfahren in größerer Menge unlöslich in den Schnitzeln zurückbleiben, als bei der üblichen Diffusionsarbeit, so scheint die Lösung der anderen Aufgabe, nämlich möglichst wenig feste Stoffe aus den Rüben aufzulösen, mit praktischen Erfolgen möglich zu sein und zwar durch Rückführung der Diffusionsabwässer. Führt man diese, nämlich das Ablaufwasser und Schnitzelpreßwasser, stets wieder in die Batterie zurück, so können sie, da sie selbst Zucker und Nichtzucker in mehr oder weniger großen Mengen enthalten, zunächst im letzten Diffuseur weniger Stoffe lösen als das Wasser bei der üblichen Arbeitsweise. Selbstverständlich bleiben dann auch die Schnitzel reicher an Zucker und Nichtzucker, aber der größere Teil des Zuckers wird aus ihnen durch Auspressen in den Schnitzelpressen wiedergewonnen, von dem Nichtzucker jedoch nur der bereits in Lösung befindliche, da beim Auspressen keine weitere Auflösung von Nichtzucker stattfindet, wie sie bei der üblichen Diffusion mit Wasser im letzten Gefäß auftritt. In den Preßlingen, dem einzigen Abfallprodukt der neuen Arbeitsweise, ist dann je nach dem Grade der Auslaugung in der Diffusion entweder ebensoviel oder auch mehr Zucker enthalten, als bisher bei der üblichen Diffusion in den Preßlingen und Abwässern zusammen verloren ging, unter allen Umständen aber stets etwas mehr Nichtzucker als bisher.

Daß die Rückführung der sämtlichen Diffusionsabwässer möglich ist und mit Vorteil ausgeführt werden kann, beweisen die in der letzten Zeit in die Praxis eingeführten Verfahren von *Pfeiffer* (D. R. P. No. 117 954 und No. 147 443) und *Claassen*. Der Unterschied beider Verfahren ist der, daß *Pfeiffer* die Ablaufwässer systematisch nach ihrem Zuckergehalt geordnet in die Diffusion zurückführt, während *Claassen* die Abwässer nicht trennt, sondern gemischt zurückführt. Durch Rückführung der Abwässer wird das Diffusionsverfahren wesentlich vervollkommnet, denn man erhält nicht nur etwas reinere Säfte, sondern auch ein gehaltreicheres Futter, und was die Hauptsache ist, man kann innerhalb der praktich gegebenen Grenzen die Mengen Zucker, welche man im Saft oder im Futter gewinnen will, beliebig verändern, um je nach den Marktverhältnissen für Zucker und Futtermittel den größten Nutzen zu ziehen. Ferner beseitigt man gänzlich die bisher unangenehmsten Abwässer und jeder Verlust an Zucker durch Nachlässigkeit und Undichtheit ist ausgeschlossen. Ein solches Diffusionsverfahren bietet alle Vorzüge, welche ein Preßverfahren, also auch das *Steffen*sche Brüh - Preßverfahren (D. R. P. No. 149 593), haben kann, vermeidet aber dessen Nachteile, nämlich die engen Grenzen, welche für den Zuckergewinn im Safte gesteckt sind. Nach *Claassens* Ansicht wird das Verfahren der Zukunft das Diffusionsverfahren — also nicht das vielfach dafür angesprochene *Steffen*sche Brüh-Preßverfahren, welches mit der Diffusion nichts zu tun hat —, bleiben, in seiner einfachsten Art der Ausführung, aber verbessert durch die Wiedergewinnung der in den Abwässern enthaltenen Zucker- und Nichtzuckerstoffe.

Die früher genannte heiße Arbeit, welche das Bestreben hat, so schnell wie möglich schon im ersten Diffuseur die gewünschte Höchsttemperatur der Batterie zu erzielen, hat noch den Vorteil, daß einerseits durch die Rüben eingeführte zuckerzerstörende Bakterien und andere Gärungs-

[1]) Die Deutsche Zuckerindustrie, 31. Jahrgang, 1906, S. 1913.

[2]) Ebenda.

[3]) Zeitschrift des Vereins der Deutschen Zuckerindustrie, 43. Jahrgang, 1906, S. 805.

erreger abgetötet werden und andererseits durch die erhaltenen stärkeren resp. dichteren Säfte bei der Verdampfung an Kohlen nicht unwesentlich gespart wird. Außer den schon hervorgehobenen Verfahren sind auch noch andere Verfahren aufgetaucht, bei welchen, wie z. B. bei *Naudet*, der zum Einmaischen zu benutzende Saft außerhalb der Batterie angewärmt, oder aber der Saft, ehe er auf die frischen Schnitzel kommt, durch mehrere Batterie-Kalorisatoren geleitet wird. Diesbezüglich erklärt *von der Ohe*[4]) das Verfahren *Köhler* (D. R. P. No. 171 197) für beachtenswert, nach welchem der Saft, mit dem der erste Diffuseur eingemaischt wird, und auch der Saft, mit dem später nach den Meßgefäßen hin abgedrückt wird, nicht allein erst durch 2—3 Batterie-Kalorisatoren, sondern auch nach den Meßgefäßen nach derselben Richtung, von unten nach oben, abgedrückt wird; nachdem dies geschehen, haben dann die Schnitzel des ersten Diffuseurs die volle Temperatur. Besondere Vorrichtungen sollen hierbei das Mitreißen von Schnitzeln in die Rohrleitungen der Batterie und die Meßgefäße verhindern.

Das *Steffen*sche Preß-Brühverfahren wurde in den letzten Jahren sehr viel genannt, wenngleich die Ansichten über den praktischen Wert desselben noch vielfach auseinander gehen. Die von *Steffen* aufgestellte Behauptung, daß bei der üblichen Diffusionsarbeit durch die Tätigkeit gewisser Bakterien Zucker zerstört werde und daß hierin die Quelle der sog. unbestimmbaren Zuckerverluste liege, wurde von *Herzfeld*[5]) als nicht stichhaltig bezeichnet, da derselbe durch einen praktischen Versuch in der Zuckerfabrik Anklam nachgewiesen hat, daß bei einer gutgeleiteten Diffusionsarbeit unbestimmbare Verluste in der Höhe, wie sie *Steffen* und seine Anhänger angeben (1 v. H. und noch mehr) nicht auftreten, daher also auch nicht als unvermeidlich mit der Diffusionsarbeit verbunden hingestellt werden können. *Von der Ohe*[6]) bestätigte die Resultate *Herzfeld*s und man hat nach seinen Erfahrungen bei der üblichen Diffusionsarbeit keine unbestimmbaren Verluste, wenn die Batterie so geordnet ist, daß 1. die Größe der Diffuseure im richtigen Verhältnis zu der Verarbeitung steht, 2. der Saftabzug ein genau geregelter ist und 3. wenn ein regelmäßiger, gleichmäßiger Fabrikbetrieb, mithin ein gleichmäßig fließender Saftstrom vorhanden ist.

Das *Steffen*sche Brühverfahren verfolgt zwei Zwecke: einerseits durch Herstellung eines zuckerreichen Futters den Zuckermarkt zu entlasten, dadurch zur Sanierung der Zuckerindustrie beizutragen und anderseits die unangenehmen Abwässer der Zuckerfabrikation gänzlich in Wegfall zu bringen. Nach diesem Verfahren werden die Rüben grob geschnitzelt, mit siedend heißem Rübensaft vermischt und hierauf abgepreßt, wodurch Preßrückstände von hohem Trockensubstanzgehalt und Eiweißgehalt erhalten werden. Diese Preßrückstände lassen sich leicht trocknen und liefern ein ausgezeichnetes Futter — „Zuckerschnitzel" genannt — mit 33—38 v. H. Zucker. Anfangs 1906 wurde in Köln die *„Deutsche Gesellschaft zur Verwertung von Zuckerschnitzeln"* mit einem Kapital von 1 500 000 M. gegründet, deren Zweck die Verwertung der *Steffen* gehörigen deutschen Patente, betreffend das Brühverfahren bei der Saftgewinnung und Zuckererzeugung in Zuckerfabriken, ist. Die Gesellschaft hat sich, um Verwechslungen mit anderen Produkten vorzubeugen, ihre Produkte durch die Bezeichnung „*Steffen*s Original-Zuckerschnitzel" schützen lassen. Obgleich das *Steffen*sche Verfahren schon in einigen Fabriken eingeführt worden ist, so herrscht, wie bereits bemerkt, über den Wert desselben gegenüber der üblichen Diffusionsarbeit noch eine große Meinungsverschiedenheit. Um darüber nun Klarheit zu schaffen, so ist das Verfahren durch eine Kommission des Vereins der Deutschen Zuckerindustrie in der Zuckerfabrik Elsdorf im Dezember 1906 einer vergleichenden Prüfung unterzogen worden. Das Resultat der Prüfung soll dann, sobald die analytischen Untersuchungen beendet sein werden, zur Veröffentlichung gelangen.

Dem *Steffen*schen Brühverfahren ist, wie bereits hervorgehoben, durch das Verfahren von *Pfeiffer* und *Claassen* ein Konkurrent entstanden und einen weiteren Konkurrenten hat es durch das Verfahren der kontinuierlichen Preß-Diffusion von *Hyroß-Rak* (D. R. P. No. 156 592) erhalten, welches nach mehrjährigen, mühsamen Vorversuchen, in der Kampagne 1906/07 in der Zuckerfabrik *Böhmisch-Brod* durch Aufstellung eines den Verhältnissen des Großbetriebes angepaßten Apparates, der täglich 3000 Meterzentner Rüben verarbeitet hat, die praktische Prüfung glänzend bestanden hat, so daß in der genannten Fabrik in der folgenden Kampagne eine vollständige Preß-Diffusionsanlage für eine tägliche Leistung von etwa 6000 Meterzentner Rüben zur Aufstellung gelangen wird. Dieses Verfahren hat in den Technikerkreisen des In- und Auslandes das größte Aufsehen erregt und ist von verschiedenen Seiten eingehend geprüft und studiert worden. Referent hat das Verfahren ebenfalls besichtigt und von demselben den günstigsten Eindruck gewonnen. Da nähere Mitteilungen über dieses Verfahren einem späteren Bericht vorbehalten bleiben müssen, so sei einstweilen nur hervorgehoben, daß mit demselben in dem Rahmen eines kontinuirlichen, mit Pressung verbundenen Diffusionsbetriebes nicht nur ein zuckerreicheres Futtermittel gewonnen werden kann, sondern auch die Abwasserfrage vollständig beseitigt erscheint. Referent ist jetzt schon der Ansicht, daß dieses Verfahren jedenfalls zu den aussichtsreichsten Verfahren der Zukunft gerechnet werden kann, ja vielleicht dazu berufen ist, eine Umwälzung der bisherigen Arbeitsweise herbeizuführen.

In Anbetracht des Umstandes, daß die Diffusionsstation eigentlich die Seele der ganzen Fabrikation ist und die Präzision der Arbeitsleistung dieser Anlage einen gewichtigen Einfluß auf die weitere Verarbeitung des gewonnenen Rübensaftes ausübt, so erscheint es nötig, den Saftabzug genau zu überwachen, da von dessen Richtigkeit die gleichmäßige Arbeit auf den folgenden Stationen und auch die Erzielung größtmöglichster Wirtschaftlichkeit in der Zuckergewinnung abhängt. Diesen Saftabzug selbsttätig zu regeln, war daher schon lange das Bestreben der Zuckertechniker, da man immer mehr und mehr zu der Ueberzeugung gekommen ist, daß bei der Arbeit mit den üblichen, ziemlich primitiven Meßgefäßen das abgezogene Volumen mit der wirklich verarbeiteten Rüben- bezw. Schnittemenge nicht übereinstimmt. Es haben nun schon vor ungefähr zehn Jahren *Cerny* und *Stolc* eine Meßvorrichtung zum selbsttätig geregelten Saftabzug von der Diffusionsbatterie konstruiert, welche in der Praxis ihrem Zweck recht gut entsprach, immerhin aber nicht frei von verschiedenen Mängeln war. *Cerny* und *Stolc*[7]) konstruierten nun eine neue „Wage zur Regulierung des Saftabzuges", welche im Betrieb zur vollsten Zufriedenheit und mit großer Genauigkeit arbeitete. Diese Wage wiegt den abgezogenen Diffusionssaft mit der Genauigkeit einer Dezimalwage ab und zwar nach dem wirklichen Gewicht und nicht, wie dies bei früheren Meßvorrichtungen der Fall war, nur nach einem gewissen Teile des Saftes. Dabei reguliert die Wage den Saftabzug aus der Diffusionsbatterie in der Weise, daß sie von dickerem

[4]) Die Deutsche Zuckerindustrie, 31. Jahrgang, 1906, S. 2048.

[5]) Zeitschrift des Vereins der Deutschen Zuckerindustrie, 42. Jahrgang, 1905, S. 337.

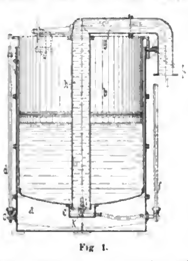
[6]) Die Deutsche Zuckerindustrie, 31. Jahrgang, 1906, S. 2048.

[7]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen. 30. Jahrgang. S. 443.

Saft, der aus besserer Rübe oder größerer Füllung der Diffusionsbatterie sich ergibt, selbsttätig mehr abzieht und umgekehrt von dünnerem Saft, sei es infolge schlechterer Rübenqualität oder kleinerer Füllung, selbsttätig weniger, so daß die Auslaugung der Schnitte bei dem kleinsten Abzug beinahe konstant ist. Gleichzeitig gibt der Apparat das Gewicht des abgemessenen Saftes, sowie dessen Dichte an, was für die Kontrolle der Arbeit das wertvollste Moment ist. Die Temperaturveränderungen des abgezogenen Saftes sind hier nicht von großem Einfluß. Die Wage besteht aus einem Blechreservoir nach Art der Brücke der Zentimalwagen, welches in wagerechten Hängelagern eingehängt ist. Das Gewicht des Reservoirs wird am Ende des Hauptwagebalkens durch einen Schwimmer im Gleichgewicht erhalten, welcher bei leerem Reservoir in dem Nebengefäß in einer Flüssigkeit von konstanter Dichte (Wasser, Oel, Glyzerin usw.) eingesenkt ist und beim Füllen des Reservoirs durch die Funktion des Wagebalkens, je nach dem Gewichte der eingefüllten Flüssigkeit, sich hebt und dadurch aus der Flüssigkeit heraustaucht. Dadurch nimmt sein Gewicht zu, er wird also schwerer und hält das gefüllte Reservoir, dessen volles Gewicht der Zeiger des Wagebalkens auf einer weithin sichtbaren Skala zeigt und angibt, im Gleichgewicht. Die Flüssigkeit in dem Schwimmergefäß kann sehr leicht und ohne besondere Aufmerksamkeit stets auf das Normale aufgefüllt werden, so daß die Angabe der Wage immer verläßlich, von der Verdampfung der Flüssigkeit unabhängig ist. Gleichzeitig mit dem Hauptwagebalken dreht sich ein Hebel von bestimmter Länge, welcher an dem einen Ende einen Schwimmer frei aufgehängt trägt, der auf der Oberfläche des in das Reservoir gefüllten Saftes aufruht und durch ein Gegengewicht am entgegengesetzten Ende des Hebels erleichtert ist. Ein in der Mitte dieses Hebels befindlicher Zeiger gibt an einer Segmentskala die Lage des Schwimmers und somit auch die Höhe des Saftes im Reservoir oder das Volumen des abgewogenen Saftes an. Die Bewegung dieses Oberflächenschwimmers ist berechnet und empirisch festgestellt, und zwar so, daß, wenn beide Zeiger sich decken, der abgewogene Saft die von den beiden Zeigern an der Segmentskala angegebene Dichte besitzt. In diesem Augenblick wird das Aufziehventil entweder durch den Arbeiter oder selbsttätig geschlossen, wodurch ein richtiger Abzug erzielt ist. Die Skala kann in den Grenzen von 12—19° Balling für Wagen je nach der Größe des Diffuseurs verschieden eingerichtet sein, doch läßt sich ein beliebiges Verhältnis der Dichte zum Gewichte in den Abzug zulässigen Grenzen herstellen. Das Einlaßventil sowie die Rohrleitung sind am äußeren festen Rahmen der Wage angebracht, wirken demnach in keiner Weise auf die Funktion derselben. Das Ablaßventil ist am Boden des Reservoirs angebracht und das Ablassen des Saftes geschieht mittels eines von oben zu betätigenden Handhebels in ein Reservoir unter der Wage, von wo eine Saftpumpe den Saft absaugt. Die Dauer des Ablassens ist so kurz, daß die Wage immer früher leer ist, als man zum folgenden Abzug gelangt, weswegen für jede Fabrik eine einzige Wage genügt. Die Hebel des Einlaß- und Ablaßventiles sind so angeordnet, daß das Ablaßventil, so lange das Einlaßventil geöffnet ist, nicht geöffnet werden kann und umgekehrt bei offenem Ablaßventil das Einlaßventil nicht geöffnet werden kann, daher jeder Irrtum des bedienenden Arbeiters ausgeschlossen erscheint. Da auf dem Bande eines Registrierapparates die Gewichte der einzelnen Abmessungen verzeichnet werden, so braucht man nur die mittleren Dichten und den Zuckergehalt zu bestimmen, um durch eine einfache Rechnung die Menge des in den Betrieb eingeführten Zuckers finden zu können.

Einen anderen Saftmeßapparat, „Flüssigkeitswage“ genannt, hat *Hampl*[*]) konstruiert, zu deren Grundlage er die folgenden zwei physikalischen Prinzipien gewählt hat: 1. Ein in eine bekannte Flüssigkeit eingeführter Schwimmer von gegebenen Abmessungen sinkt in diese Flüssigkeit stets ein bezw. verdrängt die ihn umgebende Flüssigkeit stets zur gleichen Höhe, insofern derselbe gleich belastet wurde und zwar ohne Rücksicht auf die den Schwimmer belastende Materie. 2. Der Zu- und Abfluß der Flüssigkeit in den Schwimmer und aus demselben soll mittels eines Heberrohres geschehen, welches mit dem Schwimmer in keiner materiellen Verbindung steht, damit die Bewegung dieses letzteren, aus welcher auf seine Belastung geschlossen werden soll, in keiner Weise beeinflußt wird. Auf diesen zwei einfachen Prinzipien ist die „Flüssigkeitswage“ aufgebaut, alles andere ist nur mehr Konstruktionssache, welche sich auf die Ein- und Auslaßarmatur bezieht, sowie auf die Einrichtung, welche eine beliebige, aber von der Wage sodann genau einzuhaltende Schwimmerfüllung ermöglicht und dessen Entleerung bewirkt.

Der Apparat besteht aus einem zylindrischen gußeisernen Gefäß *a* (Fig. 1), welches aus einzelnen ausgedrehten Ringen zusammengesetzt ist und bis zu einer gewissen Höhe mit reinem Wasser gefüllt wird, in welches konzentrisch der zylindrische Schwimmer *b* eingesetzt ist. An das Außengefäß ist der Ständer *c* mit dem Standgefäß *d* angeschlossen, während der Schwimmer in seinem unteren verengten Teile *e* durch einen Gummischlauch mit einem anderen auf dem Außengefäß angebrachten Standglas *f* in Verbindung steht. Das Außengefäß *a* ist oben durch einen dreiarmigen Aufsatz abgeschlossen,


Fig. 1.

dessen einer Arm hohl und zum Heberknie *g* ausgebildet ist, an welches einerseits und zwar in der Gefäßmitte das senkrechte Rohr *h*, andererseits außerhalb des Gefäßes jene den Saftein- und Austritt ermöglichende Armatur angebracht ist. Der Schwimmer *b* wird in seiner konzentrischen Lage mit dem Außengefäß *a* durch den hohlen Zapfen *i* erhalten, welcher in dem Ansatz *e* angebracht ist und in den am Ende des Rohres *h* befindlichen Ring *k* eingreift. Am oberen Rande des Außengefäßes ist ein System kleiner Rollen i_1 angeordnet, welche den Zweck haben, daß der Schwimmer, solange er wenigstens nicht teilweise mit Saft gefüllt ist, vom Kippen gegen den Gefäßrand abgehalten wird. Sobald aber der Saft im Schwimmer so hoch steigt, daß der Schwerpunkt desselben unterhalb des Schwerpunktes des verdrängten Wassers zu liegen kommt, also noch lange vor dem eigentlichen genauen Wiegen, so gelangt der Schwimmer in eine stabile genaue lotrechte Lage und berührt sodann keine von den Gleitrollen mehr. Dadurch kann keine Reibung von Flächen mehr auftreten und der Schwimmer schwimmt lose in seinem Medium (Wasser). Das Wasser, welches als Mittel zum Wägen dient, soll rein sein und wird durch einen geringen Zusatz von Soda alkalisch gemacht. Wie bereits bemerkt, ist die Saftmeßwage mit zwei Standgläsern versehen, wovon das bei *d* mit dem Inhalt des Gefäßes *a* kommuniziert, während das Standgefäß *f* vermittels eines Schlauches in hydrostatischer Verbindung mit dem Inhalt des Schwimmers *b* sich befindet und daher die Flüssig-

[*]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen, 30. Jahrgang, 1906, S. 488.

keitshöhe im Schwimmer anzeigt. Wird in das Gefäß *a* das entsprechende Wasserquantum eingefüllt, in dem Schwimmer *b* jedoch nur so viel Wasser eingebracht, bis etwa der bombierte Boden gefüllt ist und bezeichnet man auf beiden Standgläsern oder auf neben denselben angebrachten Linealen die Höhe der beiden Flüssigkeitsspiegel mit 0, dann kann man mit der gleichzeitigen Herstellung von Prozentskalen beginnen, wovon jene beim Standglas *d* direkt das Flüssigkeitsgewicht in kg, jene beim Standglas *f* das Volumen in l anzeigen wird. Dieses Graduieren kann so durchgeführt werden, daß man in den Schwimmer von 10 zu 10 kg oder l reines Wasser zusetzt bis zu jener höchsten Belastung des Schwimmers, für welche die Wage noch dienen soll. Die Wage ist noch mit zwei Ventilen (in der Zeichnung nicht sichtbar) zum Safteintritt und Saftaustritt versehen, welche ganz selbsttätig und fehlerfrei arbeiten. Der Saft strömt unter Batteriedruck durch das Heberrohr *g* zentral in den unteren Teil des Schwimmers und steigt in diesem ohne Schäumen so lange, bis eine mechanisch betätigte Vorrichtung den Verschluß des Dampfeintrittventils bewirkt. In gleicher Weise funktioniert das Austrittsventil. Wird auf der Wage noch ein Zählwerk angebracht, welches die einzelnen Füllungen des Schwimmers registriert, dann ist alles zur Bestimmung der Saftverhältnisse vorhanden. Vor dem Arbeitsbeginne überzeugt sich ein Beamter, ob die Wage genau auf 0 in den beiden Standgläsern tariert ist; eventuelle Differenzen auf der oder jener Skala werden durch Zugießen oder Ablassen des Wassers oder Saftes aus Gefäß und Schwimmer ausgeglichen. Sodann hebt der Arbeiter den Hebel des Dampfventils auf der Eintrittsseite an, worauf die Wage sich zu füllen beginnt, während der Beamte abwartet, bis das Wägewasser im Standgefäß *d* jene Höhe erreicht, welche dem abzuziehenden Saftgewichte entspricht. Sobald dieser Augenblick erreicht ist, zieht er den Anschlag, welcher das Dampfventil auslösen soll, fest, dieses fällt und die Wage hört sofort auf, den Saft weiter abzuziehen. Damit ist der Saftabzug festgelegt und die weiteren Abzüge werden mit diesem, was das Gewicht derselben anbelangt, ganz gleiche sein. Der Arbeiter trägt in ein aufliegendes Verzeichnis die Nummer des abgezogenen Diffuseurs und die abgezogene Saftmenge in Litern nach dem Standgefäß *f* ein, wonach er das Dampfventil des Saftauslaßventils anhebt; das Heberrohr entleert durch Umkehrung des Saftflusses die Wage so weit, bis der zweite Anschlag der Vorrichtung das Dampfventil auslöst und die Wage auf 0 der Skala abschließt. Die Arbeit schreitet sodann gleichmäßig fort, bis sich eventuell eine Aenderung im Saftabzug als notwendig erweisen würde, welche Aenderung der Beamte jederzeit nach Belieben durch Versetzen des unteren Anschlages mittels eines einzigen Handgriffes durchführen kann. Wird die Saftwage auf dem Diffusionsboden aufgestellt und das Reservoir für den Rohsaft, aus welchem derselbe weiter gepumpt werden soll, um eine Etage tiefer, dann genügt eine einzige Wage, weil in der Zwischenzeit zwischen zwei Abzügen der Saft bequem aus der Wage in das Reservoir abfließen kann. Mit diesem Apparat bestimmt man daher das genaue Gewicht des abgezogenen Rohsaftes, ferner auch das Volumen desselben, welches der Arbeiter bei jedem abgezogenen Diffuseur zu notieren hat. Hat dann der Beamte eine Tabelle, welche in ihrem Kopfe Gewichte, in der Seitenkolonne Volumina verzeichnet hat, und wo auf den Kreuzungspunkten der Kolonnen mit den Zeilen die mit Rücksicht auf die nötige Korrektur berechneten Saccharisationen eingetragen sind, dann kann gleichzeitig oder wann immer auch später bei jedem Diffuseur der Arbeitsfortschritt der Diffusionsarbeit verfolgt werden, weil bei bekanntem Gewichte und konstatiertem Volumen auch sofort die Durchschnitts-Saccharisation aus dem ganzen Abzuge abgelesen werden kann, welche Ablesung jedenfalls zumindestens so genau sein dürfte, als jene, welche sonst mühsam mit Hilfe des Saccharometers bestimmt wird. Schließlich sei noch bemerkt, daß dieses System des Wägens außer für den Rohsaft auch für jede andere Flüssigkeit, deren Bestimmung nach Gewicht in der Zuckerfabrik oder in einem anderen Betriebe wünschenswert wäre, angewendet werden kann.

(Fortsetzung folgt.)

Ein Seewehr aus Eisenbeton.

Auf der holländischen Insel Schouwen wurden im vergangenen Jahre nach Angabe des Ingenieurs *R. R. L. de Muralt* Seedeiche aus Eisenbeton gebaut, welche in der Fachpresse die ihnen gebührende große Beachtung fanden.[1]) Die Bauweise fand nun eine Erweiterung in der nach demselben Prinzip ausgeführten Anlage eines Seewehrs auf der gleichen Insel, worüber wir „De Ingenieur" vom 16. Febr. d. J. folgendes entnehmen. Es handelt sich hier um ein an einer Spitze der Insel erbautes Seewehr, welches die durch Ebbe und Flut verursachten Ströme von der Küste ablenken und sie daher verhindern soll, längs derselben hinzustreichen und dadurch die übrigen Küstenverteidigungswerke zu schädigen.

Die gleiche Bauart wäre unter Beachtung der besonderen Erfordernisse auch für Strandwehre geeignet und wird voraussichtlich auch bald dafür Verwendung finden. Ein Seewehr soll den Zweck erfüllen, die Stromrichtung zu ändern. Seine Wirksamkeit ist bis zur Hochwassergrenze eine Funktion der Höhe. Die Strandwehre dagegen bezwecken nur den Stromfaden des schnellen und mächtigen Seestromes örtlich vom Ufer abzuhalten, sie brauchen nicht die Richtung des Stromes zu ändern, sondern sollen ihn nur parallel zu sich selbst seewärts verschieben. Strandwehre, welche demnach gewöhnlich mehrere nebeneinander ausgeführt werden, sollen mit ihrem Scheitel in gleicher Höhe mit dem normalen Strande liegen; ihre Wirksamkeit ist mehr eine Funktion ihrer Länge.

Das Seewehr auf Schouwen liegt mit seiner Oberkante in Hochwasserhöhe. Es besteht abwechselnd aus einer Platte und einer Leiste, wie aus den nachfolgenden Abbildungen ersichtlich. Fig. 1 und 2 zeigen im Querschnitt die Form und die Armierung der betreffenden Teile. Was die Form betrifft, so sei darauf aufmerksam gemacht, daß das Gewicht des Wassers *i* eine Sicherung gegen Umkippen bewirkt, wenn die Kraft des Stromes *h* in wagerechter Richtung gegen den erhöhten Dammrücken wirkt. In Hinsicht hierauf ist demnach die Knie-Armierung bei *k* aus zolldicken Rundeisen-Stäben angebracht. Im Uebrigen besteht die Armierung aus Streckmetall, wie aus Fig. 3 ersichtlich, wo das Einformen einer Platte wiedergegeben ist.

Die Betonmischung besteht aus 3 Volumenteilen Portland-Zement, 5 Teilen Sand, 8 Teilen Kiesel von $1\frac{1}{2}$ bis 3 cm, und $\frac{1}{2}$ Teil Traß.

Die Ausführung des Werkes veranschaulicht die

[1]) U. a. „De Ingenieur" 1906, Nr. 12 und 34, „Eisen und Beton" 1906, Heft XI, „D. P. J., Zeitschriftenschau" S. 64.

perspektivische Skizze Fig. 4. Alle Platten und Leisten wurden mit Hilfe eines einzigen Satzes von Holzrahmen hergestellt. Die flachen Teile des Wehres sind über die ganze Länge gleich, nur die Höhe des Rückens nimmt mit der Entfernung vom Strande zu, damit der Damm-

Fig. 1.

Fig. 2.

scheitel überall in gleicher Höhe zu liegen kommt. Dieses wurde dadurch erzielt, daß man die Wände des Holzrahmens, welche zur Begrenzung des erhöhten Rückens dienten, aus übereinander liegenden Holzplatten herstellte und dem Vorarbeiter vorschrieb, bei jeder folgenden Platte eine Latte hinzuzufügen (Fig. 4). Die Leisten überlappen die Platten auf beiden Seiten mit 20 cm Breite. Die Gewichte der fertigen Platten und Leisten betragen rund je 40000 und 12000 kg.

Bei der Ausführung war man imstande, zwischen zwei Gezeiten eine Platte oder eine Leiste herzustellen. Die Fugen der Deckbretter, sowie die Unter- und Seitenkanten wurden darauf gründlich mit fettem Lehm vollständig gegen Durchspülung gedichtet, die Holzrahmen durch



Fig. 3.

Basalt beschwert und mittels Ketten und schwerer Anker gegen eventuelles Wegschlagen gesichert. Das Werk ging im ganzen bei recht günstigem Wetter von statten, so daß es nur zweimal vorkam, daß eine Leiste mit ihrem Holzrahmen während der Erhärtung fortgespült wurde, was einen Schaden von nur einigen hundert Mark bedeutete. Obwohl die Platten und Leisten unabhängig von einander ausgeführt wurden, so bilden sie dennoch durch die übergreifenden Ränder der Leisten ein einheitliches Ganzes, während die Konstruktion starken Stößen besser widerstehen kann, wie es bei einem durchlaufenden Damm der Fall wäre. Auch infolge der kurzen Zeiträume, welche immer zwischen zwei Gezeiten zur Verfügung standen, war man darauf angewiesen, die Arbeit in kleinen Teilen auszuführen.

An der gleichen Inselspitze, dem sogenannten Ossehoofd, hatte früher schon ein Seewehr aus Basalt bestanden. Durch häufigen Sturmschaden war man veranlaßt gewesen die Höhe des Dammes, welcher früher bis Hochwasser reichte, bedeutend zu erniedrigen. Dies hatte zwar den gewünschten Erfolg; der Sturmschaden am Damm selbst hörte auf, die seitwärts liegende Küste jedoch wurde nun in solchem Maaße angegriffen, daß man sich besonders nach den heftigen Märzstürmen des vergangenen Jahres notgedrungen zum Bau eines neuen Dammes bis auf Hochwasserhöhe entschließen mußte. Die neue Konstruk-

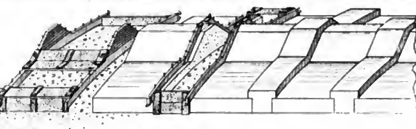


Fig. 4.

tion hat also eine schwere Aufgabe zu erfüllen, welcher sie durchaus gewachsen erscheint. Zur Erneuerung der Seewehr hatte man zuerst den Entwurf eines Basaltdammes gemacht, dessen Kostenvoranschlag sich auf 35000 M. stellte, während die Ausführung gewiß eine höchst beschwerliche gewesen wäre. Die Kosten des Wehres aus Eisenbeton beliefen sich dagegen nur auf rund 13400 M. Außerdem werden sich die Unterhaltungskosten an ihm bedeutend niedriger stellen.

In Fig. 5 geben wir schließlich eine vom Strande aufgenommene Gesamtansicht des Seewehres, woraus zu ersehen ist, wie es seine Aufgabe erfüllt: der Ebbestrom V wird in der Richtung W von der Küste abgelenkt. Die Aufnahme zeigt die Wirkung bei besonders ruhigem Wetter.

An dieser Stelle der Küste sind Wellen, welche sich 2,50 m über dem mittleren Wasserspiegel erheben, nichts seltenes. Die ganze Höhe der Wellen zwischen Sohle und Scheitel beträgt in diesem Falle also 5 m. Solche Wellen wurden u. a. während der Stürme Ende Februar dieses Jahres mehrfach beobachtet. Eine Vorstellung von der Kraft dieser Wellen mag die folgende Betrachtung geben, welche jedoch natürlich nur eine grobe Annäherungsrechnung darstellen soll.

Nimmt man die Länge einer solchen Welle zu 12 m an, so würde das Gewicht des in Bewegung befindlichen

Wassers für jedes Meter Breite etwa

12 × 2,50 × 1020 = 30 600 kg

betragen. (Das Gewicht eines cbm Seewasser = 1020 kg). Hätte man mit einer festen Masse zu tun, so wäre das Arbeitsvermögen gleich dem Produkte aus Gewicht und Fallhöhe. Nimmt man für diese Fallhöhe den halben Abstand zwischen Scheitel und Sohle der Welle, so wäre das Arbeitsvermögen

30 600 × 2,5 = 76 500 m/kg.

Die Welle wäre also imstande, 76,5 t einen Meter hoch zu heben.

Es wurden seinerzeit gegen die Errichtung von Seedeichen in Eisenbeton von verschiedenen Seiten Bedenken laut wegen der Gefahr der Schädigung durch Frost. Allein in der holländischen Provinz Zeeland waren bis zum Herbst letzten Jahres 20 000 qm zur Ausführung gelangt, bei denen sich bis Anfang Februar nirgends Risse gezeigt haben. Die Frostbeständigkeit der neuen Bauart darf man nach diesem strengem Winter also wohl als vollständig erwiesen betrachten.

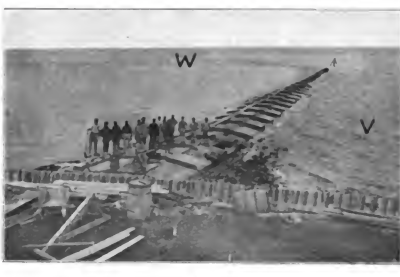


Fig. 5.

Das für die Armierung dieser Küstenverteidigungswerke gebrauchte Streckmetall hat rautenförmige Maschen mit einer kurzen Diagonale von 75 mm und wiegt je nach dem Verwendungszweck 1,9 bis 2,7 f. d. qm.

F. Kerdyk

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Regler für das Einschalten eines Fahrschalters. Der *Barrett*-Regler besteht aus einem mit der Fahrkurbel verbundenen beweglichen Stift und einem auf die Oberplatte des Fahrschalters aufgeschraubten Körper mit einer als Führung für den Stift dienenden besonders geformten Nut. Beim Schalten von einer Fahrstufe zur nächsten wird der durch die Schwerkraft nach der Fahrschalterachse hin bewegte Stift nach außen mitgenommen, bis er in der Fahrstellung selbst gegen einen Anschlag stößt. Der Führer muß nun einen Augenblick warten, bis der Stift in der sägeartig geformten Nut wieder nach innen schwingt und kann dann in derselben Weise zur nächsten Stellung übergehen. Hierdurch wird ein langsames Einschalten des Fahrschalters erzwungen und die gesteuerten Motoren werden vor zu starken Anfahrströmen geschützt. Die Anordnung wird von mehreren Bahngesellschaften in den Vereinigten Staaten von Amerika mit Erfolg verwendet. (The Electrician 1906-1907, S. 607.) *Pr.*

Amperestundenzähler. Bei dem Motorzähler sind Bremsscheibe und Anker miteinander vereinigt, so daß die Achse nur 50 mm lang ist. Der Anker besteht aus Spulen, die auf einer 8 förmigen Scheibe befestigt sind. Der mit vier Lamellen versehene Kommutator hat sehr geringen Durchmesser; auf ihm schleifen je zwei messerförmige, mit den Schneiden anliegende Bürsten. Das Feld besteht aus zwei halbkreisförmig gebogenen Dauermagneten mit vergrößerten Polschuhen. Das Gewicht des umlaufenden Teiles beträgt nur 20 g, so daß der Zähler bereits bei 1 v. H. seiner normalen Belastung anläuft. Die Angaben des Zählers erfolgen durch springende Ziffern. (The Electrical Review London 1907, S. 206—207.) *Pr.*

Elektrotechnik.

Einphasen-Versuche auf der Strecke Seebach-Wettingen. In jedes der beiden zweiachsigen Drehgestelle der 50,5 t schweren Lokomotive ist ein Einphasen-Reihenschluß-Kommutatormotor eingebaut, der mittels Zahnradübersetzung eine Vorgelegewelle und von dieser mittels Kurbel und Schubstangen die Laufräder antreibt. Hierbei wirkt die Triebkurbel der Vorgelegewelle wegen der Federung des Motors in einem senkrecht verschiebbaren Lager auf die Schubstange. Da die Lage des Motors keinen Drehzapfen für das Drehgestell anzubringen gestattet, ist letzterer durch Pendel und seitliche Führungen ersetzt. Ferner sind besondere Zugstangen zwischen dem die Zug- und Stoßvorrichtungen tragenden Kasten der Lokomotive und den Drehgestellen angebracht. Jedes Drehgestell ist mit einer Vierklotzbremse ausgerüstet, die von Hand oder durch Druckluft angepreßt werden kann. Der Motor besitzt neben der Erreger- und der Kompensationswicklung eine Hilfspolwicklung, deren Speisestrom durch einen induktionslosen Widerstand eine Phasenverschiebung erhält. Der dem Fahrzeuge zugeführte Strom von 15 000 Volt Spannung wird durch zwei 200 KVA Transformatoren auf 700 Volt Höchstspannung umgeformt. Zur Regelung wird den mit verschiedenen Anschlüssen versehenen Sekundärwicklungen der Transformatoren Strom geringerer Spannung entnommen. Die Bewegung des hierzu nötigen Apparates, die Steuerung der übrigen Schalter und das Anpressen der Stromabnehmer geschieht durch Druckluftmotoren. Die hierzu nötige Luft wird mittels eines selbsttätig gesteuerten Repulsionsmotors durch eine *Ganz*sche Luftpumpe erzeugt. Bei den Versuchen hat sich sowohl die elektrische als auch die Druckluftausrüstung der Lokomotive gut bewährt. (Elektrotechnische Zeitschrift 1907, S. 72—77.) *Pr*

Lokomotivbau.

Schnellzugslokomotive. Die neuen $^{3}/_{5}$ gukuppelten Lokomotiven der Caledonian Railway zur Beförderung von Schnellzügen mit schweren Durchgangswagen gleichen in ihrer Bauart den früher verwandten, doch sind die Hauptabmessungen wesentlich vergrößert worden. Bei der Kesselkonstruktion ist besonders auf besseren Wasserumlauf geachtet, um die Verdampfungsfähigkeit zu erhöhen. Die Zugkraft stieg hierdurch um 50 v. H. von 6500 kg auf 9700 kg, das Zuggewicht von 280 t auf 300 t. Umstehende Tabelle zeigt die Zunahme der Hauptabmessungen dieser Lokomotivklasse innerhalb zehn Jahren an.

Bei den neuen Lokomotiven liegen die beiden Zylinder innerhalb des Rahmens und besitzen gewöhnliche Muschelschieber. Die Lagerzapfen der Kurbelachse haben 237 mm Durchm. und sind 262 mm lang. Damit kein Heißlaufen des

Im Jahre		1896	1900	1907
Zylinderdurchmesser	mm	370	480	508
Kolbenhub	mm	660	660	660
Triebraddurchmesser	mm	1982	1982	1982
Länge der Rauchröhren	mm	3230	3470	5090
äußerer Durchmesser derselben		1 3/4"	1 3/4"	2"
Heizfläche	qm	130	143	220
Rostfläche	"	1,91	2,14	2,42
Dampfüberdruck	at	11	12,5	14
Zugkraft	kg	6500	7900	9700
Wasser im Tender	cbm	13,5	15,6	19,0

Kurbelzapfens eintreten kann, ist der Durchmesser desselben auf 235, die Länge auf 120 mm vergrößert worden. Die Kesselbleche sind 16,5 mm stark. Am Kessel ist ein Doppelsicherheitsventil angebracht mit vier Ventilen von 100 mm Durchm. Das Dienstgewicht der Lokomotive beträgt 73 t, das Gewicht des Tenders 57 t, derselbe faßt 19 cbm Wasser und 6 t Kohlen. (Engineering 1907, S. 144—145.) *W.*

[illegible] gekuppelte Verbundlokomotiven hat die *American Locomotive Company*, Pittsburg, abweichend von der amerikanischen Bauart für Japan konstruiert. Besonders fällt dabei die Anordnung der Tenderräder auf. Die Achse des ersten Räderpaares ist starr mit dem Tenderrahmen verbunden, die zweite und dritte Achse sind zu einem leichtgebauten Drehgestell vereinigt. Die beiden ersten Lokomotivachsen bilden ebenfalls ein Drehgestell, das sich leicht in Kurven einstellen kann. Mit dem Lokomotivrahmen ist es in besonderer Art verbunden, so daß Stöße, welche durch Hindernisse auf den Schienen entstehen, nicht auf den Lokomotivrahmen übergehen, wodurch Entgleisungen besser verhütet werden. (The Railway Gazette 1907, S. 16.) *W.*

Materialienkunde.

Gußeisen nennt *Stoughton* hochsilizierten Stahl mit beigemengten Graphitkrystallen. Der Unterschied zwischen beiden drückt sich am besten in der Schwindung aus. Sie ist beim Gußeisen etwa halb so groß, als beim Stahl, weil der Graphit, der sich während und unmittelbar nach dem Erstarren ausscheidet, eine erhebliche Ausdehnung des Metalls verursacht und der nach der Graphitausscheidung genau wie beim Stahl verlaufenden Schwindung entgegenwirkt.

In bezug auf Porosität bietet 1 v. H. Siliziumgehalt das beste Gußeisen. Mehr Silizium gibt mehr Graphit und grobes Korn, so daß Druckwasser durch solches Material leicht hindurch gepreßt werden kann. Bei mehr als 2 v. H. Silizium kann das Metall fast porös genannt werden. Seine Dichte sinkt um 12 v. H. Mit weniger als 1 v. H. Silizium wird das Eisen schwammig und enthält dann oft Hohlräume oder Lunker. Für Wasserdruckzylinder usw. ist Eisen mit etwa 0,03 bis 0,055 v. H. Schwefel, 0,4—0,6 v. H. Mangan und höchstens 0,7 v. H. Phosphor am besten. Sein Gehalt an gebundenem Kohlenstoff beträgt etwa 1 v. H. und der Graphitgehalt etwa 2,5 v. H. Will man nur den Graphitgehalt vermindern, so schmilzt man das Gußeisen am besten mit Stahlschrott zusammen.

Die Härte und Bearbeitbarkeit des Gußeisens wird hauptsächlich durch die gebundene Kohle und daher durch alle Körper bestimmt, die sie zu bilden geneigt sind, wie z. B. Mangan. Silizium vermindert die Härte; steigt sein Gehalt aber über 3 v. H., so wird das Eisen infolge Bildung neuer Verbindungen wieder hart.

Die geringste Härte erhält man bei 2,5—3 v. H. Si mit nicht mehr als 0,1 v. H. Schwefel und 0,4 v. H. Mangan. Um die Festigkeit des Eisens zu steigern, ohne die Härte zu vergrößern, kann man den Silizium- und Phosphorgehalt oder aber den Gesamtkohlenstoffgehalt erniedrigen.

Stahl hat ungefähr die doppelte Festigkeit wie Gußeisen, vermöge seines Mangels an Graphit, der namentlich in größeren Krystallen Flächen geringeren Zusammenhanges der Eisenteile bildet. Ein sehr wichtiger Punkt für die Festigkeit des Gußeisens ist die Größe der Graphitkörner. Das beweist Temperguß, der mit 3 v. H. graphitischen Kohlenstoffes in sehr feiner Verteilung noch 3240 kg/qcm Zugfestigkeit hat.

Schwefel und Mangan sollten stets in dem Verhältnis ihres Bindungsvermögens (1 : 2) vorhanden sein. Beim Verschmelzen des Roheisens im *Kupol*-Ofen sollte man in Rechnung ziehen, daß das Eisen 0,35 v. H. Schwefel aufnimmt und dabei etwa 0,1 v. H. Mangan verliert.

Die Wirkung schädlicher Bindungsverhältnisse im Gußeisen beweist folgendes Beispiel: Von zwei gußeisernen Rädern gleicher Art zerbrach das eine schon nach dem achten Schlage mit einem 11 kg Zuschlaghammer, das andere erst nach dem 150. Schlage. Die Tab. 1 und 2 geben die chemische Zusammensetzung und die Bindungsverhältnisse in beiden Rädern.

Tabelle 1.

	Fe	Gesamt C	Si	Mn	P	S	Cgr	Cc
Gutes Rad	94,99	3,84	0,69	0,13	0,43	0,12	3,30	0,57
Schlechtes Rad	95,0	3,52	0,65	0,12	0,52	0,19	2,35	1,54

Tabelle 2.

	Gutes Rad	Schlechtes Rad
Mn S	0,206	0,195
Fe S	0,121	0,315
Fe Si	2,045	1,923
$Fe_3 P$	2,755	3,335
Perlit	67,610	84,492
Ferrit	23,963	0,000
Cementit	0,000	7,390
Graphit	3,300	2,350
	100,000	100,000

Der große Gehalt des schlechten Rades an gebundenem Kohlenstoff Cc, entsprechend 7,39 v. H. Cementit, gegenüber 0,00 v. H. Cementit des guten Rades erklärt die Brüchigkeit des schlechten Rades. (Foundry 1907, Bd. 29, S. 309—316.) *Ms.*

Härtebestimmung. (*Ludwik.*) Auf dem letzten internationalen Materialprüfungskongresse in Brüssel (Sept. 1906) standen insbesonders zwei Fragen im Mittelpunkte der Besprechungen: die Schlagbiegeprobe mit *eingekerbten* Stäben und die Härtebestimmung mit Hilfe der *Brinell*schen Kugeldruckprobe. Hierbei sprach die Versammlung den Wunsch aus, für diese praktisch überaus wichtigen Untersuchungsmethoden baldigst zahlreiches und eingehendes Studienmaterial zu schaffen. Eine in diesen Bereich gehörige Untersuchung liegt in der *Ludwik*schen Arbeit vor. Ausgehend von den *Hertz-Auerbach-Foeppl*schen Härtebestimmungsmethoden weist *Ludwik* theoretisch und experimentell nach, daß wegen der geometrischen Unähnlichkeit der bei verschiedenen Belastungen erhaltenen Kugeleindrücke die *Brinell*sche Kugeldruckprobe nur dann ein relatives Maß der Härte liefern würde, wenn die „Härtezahl" unabhängig von der Eindruck- (bezw. Belastungs-) Größe wäre. „Da dies nicht der Fall ist, könne diese Art der Härtebestimmung, je nach der Größe obiger Abhängigkeit, nur mehr oder weniger richtige Annäherungswerte geben." Im Anschlusse daran schlägt *Ludwik* ein neues Verfahren zur Härtebestimmung von Materialien, eine „*Kegeldruckprobe*" vor, welche frei von diesem grundsätzlichen Mangel der *Brinell*schen Methode ist. (Zeitschrift des österreich. Ingenieur- und Architektenvereins 1907, Heft 11 und 12.) *A. L.*

Nahrungsmittel.

Transport lebender Fische. (*Weigelt.*) Nach Vorversuchen ließ sich die Menge des zum Transport nötigen Wassers bei Verwendung *schwach ozonisierter* Luft, die dem kreisenden Beckenwasser zugeführt wird, vermindern, so daß in der gleichen Wassermenge mehr Fische als bisher längere Zeit trans-

portiert werden können. Zuviel Ozon war den Fischen schädlich. Schließlich gelang es, nachzuweisen, daß man lebende Fische *ohne* Wasser versenden und gesund erhalten kann, wenn man Sauerstoff oder ein sauerstoffreiches Gasgemisch, das stets mit Wasserdampf gesättigt ist, anwendet und die ausgeatmete Kohlensäure fortdauernd entfernt. Eine Kommission des Patentamtes überzeugte sich von dieser Tatsache an amtlich versiegelten Apparaten, deren Inhalt, die lebenden Fische, hinter Glasscheiben beobachtet werden konnten. (Chemische Industrie Bd. 29, S. 539.) *A.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Die Otavi-Bahn. (*Wechsler.*) Die vor kurzem beendete Kleinbahn von 60 cm Spurweite in Deutsch-Südwestafrika wurde 1903 begonnen. Die kleine Spurweite ist hauptsächlich gewählt, weil die Bahn ursprünglich als Erzbahn (Kupfer- und Bleigruben) gedacht war. Beschäftigt waren beim Bau Ovamboleute und Italiener. Mit letzteren wurden sehr schlechte Erfahrungen gemacht; anstatt wie üblich 8 cbm leisteten sie nur 2 cbm bei täglich 5,5—10 M. Tagelohn, während die schwächeren Ovambos bei 2 M. Tagelohn 2,5—3 cbm täglich schafften. Später wurden Hereros mit gutem Erfolg beschäftigt. Schwierigkeiten bereitete auch die Landung des Materials, insbesondere jedoch die Wasserbeschaffung. Trinkwasser mußte auf Ochsenkarren 50—60 km weit herangeschafft werden. Die Gesamtlänge der Bahn beträgt einschl. einer 16 km langen Zweiglinie Onguati—Karibib 581 km. Da die Bauzeit drei Jahre betrug, ergibt sich der ungemein hohe Durchschnitt von 27,5 km im Monat. Die Bahn beginnt in Swakopmund auf + 15 m über N.N. und endigt in Tsumeb auf + 1290 m Höhe (550 km); der höchste Punkt liegt bei 301 km auf 1588,9 m. Die größte Steigung beträgt 15‰, nur im letzten Stück Otavi—Tsumeb wurde bis 23‰ gegangen, um Erdarbeiten zu ersparen. Der größte Einschnitt ist 250 m lang und 5 m tief. Der kleinste Krümmungshalbmesser beträgt im allgemeinen 150 m, einmal beträgt er 80 m und neunmal 120 m. Der Bahnkörper hat eine Planumbreite von 2,10 m. Ein eigentlicher Bettungskörper ist nirgends vorhanden, weil das aus grobkörnigem Quarzsand bestehende Dammaterial sich vorzüglich zum Stopfen des Gleises eignet. Die Dämme (1 : 1½) wurden stets durch Seitenentnahme bei gleichzeitiger Bearbeitung beider Längsseiten hergestellt; die Entnahmegräben dienen gleichzeitig als Abflußgräben.

Die 9 m langen Schienen sind 90 mm hoch und wiegen 15 kg/m; höchster Raddruck 3,5 t. Die eisernen Schwellen sind 1248 mm lang und wiegen je 12 kg; auf 9 m Gleislänge kommen 13 Schwellen. Nur auf Brücken sind eichene Schwellen verlegt. Zur Schienenverbindung dienen Flachlaschen; die Befestigung der Schienen erfolgt durch Klemmplatten und Klemmplattenbolzen. Das mit schwebendem Stoß verlegte Gleis wiegt 50,23 kg/m. Alle Krümmungen haben parabolische Uebergangsbogen und Spurerweiterungen. Die Weichen 1:7 haben 50 m Halbmesser und 9 m Länge.

Sämtliche 110 Brücken sind aus Eisen hergestellt. Sie bestehen bis 8 m Spannweite aus einfachen Walzträgern, bei größeren Spannweiten (10, 15 und 20 m) aus zusammengesetzten Blechträgern. Der Berechnung wurde ein Lokomotivzug mit 6,5 t Achsdruck zugrunde gelegt. Die Widerlager und Pfeiler der Brücken wurden aus Bruchsteinmauerwerk (meistens Marmor) in Zementmörtel ausgeführt. Für die Durchlässe wurden einbetonierte Wellblechrohre von 0,3—0,8 m Durchm. bis 9 m Länge eingebaut. Anfänglich waren die Durchlässe überall zu klein, so daß oft der Damm in der Regenzeit zerstört wurde; an den gefährlichsten Stellen wurden dann 4,6 m weite niedrige Trägerbrücken aufgestellt.

Die Bahn besitzt 5 größere Bahnhöfe und 42 Kreuzungs- und Haltestellen. Ein- und Ausfahrtssignale sind bei keinem Bahnhofe vorhanden. Der Stations- und Zugabfertigungsdienst wird in den einfachen Haltestellen von den Bahnwärtern versehen, in den größeren Bahnhöfen ist je ein Vorsteher oder Assistent tätig.

Die Wasserstationen boten besondere Schwierigkeiten, zumal das wenige gefundene Wasser zum Kesselspeisen erst durch Kalk und Soda enthärtet werden mußte (neuerdings durch *Schumacher*sche Wasserreiniger).

Die Hochbauten sind alle sehr einfach aus verzinktem Wellblech mit Eisengerippe und innerer Holzverschalung ausgeführt.

An Lokomotiven sind zwei Bauarten in Gebrauch, von *Henschel & Sohn*, Kassel und von *A. Jung*, Jungenthal; beide sind ¾ gekuppelt und mit einer *Exter*schen nachstellbaren Wurfbremse (auf vier Räder wirkend) und einer Luftgegendruckbremse für Talfahrt versehen. Die Maschinen haben 300 mm Zylinderdurchmesser, 350 mm Hub, 700 mm Triebraddurchmesser; fester Radstand 1700 mm, Gesamtradstand 3500 mm, Heizfläche 46 qm, Rostfläche 0,8 qm, Dampfüberdruck 12 at, Wasservorrat 3,5 cbm, Kohlenvorrat 1000 kg, Dienstgewicht 22 700 (*Henschel*) bezw. 22 000 (*Jung*) kg, Leergewicht 16 500 bezw. 16 000 kg, Zugkraft 2 800 bezw. 2 700 kg, Länge 7,18 bezw. 7,00 m. Die Räder der mittleren Kuppelachse haben keine Spurkränze. Die Lokomotiven vermögen eine Bruttolast von 78 t mit 40 km/Std. auf der Wagerechten und mit 15 km/Std. auf 20‰ Steigung fortzubewegen. Für die wachsenden Gütertransporte der Regierung wurden größere verbesserte Lokomotiven von *Henschel* beschafft; diese besitzen 3 350 kg Zugkraft bei 56,8 qm Heizfläche und 320 mm Zyl.-Durchm. Wegen des schlechten Speisewassers wurden bei den neuen Lokomotiven die Siederrohre mit Kupferstutzen versehen, was sich gut bewährt. Die neuen Lokomotiven ziehen 100 t mit 40 km/Std. Wegen des Wassermangels erhält jeder Zug einen Wassertender für 10 cbm Wasser und 3,5 t Kohlen. Insgesamt sind 36 Lokomotiven und 20 Tenderwagen in Dienst.

Für den Gütertransport sind 132 Niederbord-, 55 Hochbord- und 20 bedeckte Güterwagen, 5 offene Viehwagen und 10 Kuppelwagen im Gebrauch.

Für den Personenverkehr sind vorläufig 3 Personenwagen I. und II. Klasse eingestellt; jeder derselben faßt 12 Personen in I. Kl. (wovon 4 auf der Plattform) und 16 Personen in II. Kl. Die sehr niedrig gebauten Wagen erhielten zur Erhöhung der Standfestigkeit gegen Winddruck zwischen dem Untergestell zwei Stampfbetonfüllungen von je 1 200 kg. Das Gesamtgewicht der Wagen, welche sämtlich Drehgestelle besitzen, beträgt 6,2 t.

Die Fahrpreise betragen für I. Kl. 10 Pfg./km, für II. Kl. 6 Pfg./km, die Fahrpreise für Güter 30 Pfg. für t/km bei vollen Wagenladungen, 40 Pfg. bei Stückgütern. Da in Südafrika viel Kohle vorhanden ist, beträgt der Durchschnittspreis nicht mehr wie 15—20 M./t. Die Leistungsfähigkeit der Otavi-Bahn ist sehr hoch, so wurden seit August 1905 4000 t, im September 6500 t und im Oktober 9600 t Regierungs- und Privatgüter, sowie 1000 weiße und 1500 farbige Fahrgäste befördert.

Die Kosten der Bahn stellen sich auf rd. 30 000 M. für 1 km Bahnlänge. (Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure 1907, S. 201—209 und 281—285.) *A. M.*

Elektrische Schienenverbindungen. (*Mack.*) Mit Zinn angelötete Kupferverbindungen besitzen zwar anfangs eine große Leitfähigkeit, jedoch im Verlauf von etwa drei Jahren war in zahlreichen Fällen das Zinn verschwunden und eine Rostschicht an seine Stelle getreten. Die Enden der Kupferverbindungen hatten hierbei einen Durchm. von 60 mm, waren sorgfältig geebnet und verzinnt und auch die Schiene war mittels eines besonderen Werkzeuges gereinigt und vor dem Anlöten verzinnt worden.

Die besten Erfahrungen sind dagegen mit einer Schienenverbindung aus biegsamem Draht von 11,5 mm Durchm., 250 bis 300 mm Länge und Endstöpseln von 22 mm Durchm. gemacht worden. Wesentlich ist, daß die Stöpsel beim Einstecken metallisch rein und trocken sind. Ein Einbau bei nebligem

oder feuchtem Wetter ist daher zu vermeiden. Ferner sind die Löcher in die Schienen möglichst trocken, auf keinen Fall unter Verwendung von Oel zu bohren. Auf dem Stahlwerk hergestellte Löcher erhalten zweckmäßig einen um 1 mm kleineren Durchmesser und erst kurz vor dem Einbau der Schienenverbindungen durch Aufreiben die richtige Größe. Nachprüfungen der Leitfähigkeit nach 8 bis 9jährigem Einbau haben noch eine durchaus befriedigende Leitfähigkeit gezeigt. Die gleichzeitig geprüften elektrisch geschweißten Schienenstöße zeigten dieselbe Leitfähigkeit wie irgend ein Teil aus der Mitte der Schiene. (Street Railway Journal 1907, Bd. 1 S. 104 bis 105.) *Pr.*

Wagenpark für Einphasen-Wechselstrombetrieb. (*Oesterreichische Siemens-Schuckertwerke.*) Die für die Strecke Wien-Baden beschafften vierachsigen Motorwagen werden an den Enden der Strecke mit Gleichstrom und geringer Fahrgeschwindigkeit, dazwischen mit Einphasen-Wechselstrom und 50 bis 60 km stündlicher Fahrgeschwindigkeit betrieben. Ferner muß die 5,5 bis 6 m hohe Fahrleitung an drei Unterführungen bis zu 3,9 m über Schienenoberkante gesenkt werden. Diese Betriebsbedingungen beeinflußten den Bau der Wagen und ihre Ausrüstung. Die in zwei Drehgestellen eingebauten vier 40 PS-Einphasen-Kommutatormotoren besitzen neben der Erreger- und Kompensationswicklung noch eine Wendepolwicklung zur vollkommneren Unterdrückung des Bürstenfeuers. Zwischen der Ankerwicklung und den Kommutatorlamellen ist kein Widerstand eingeschaltet. Auf dem breit gehaltenen Kommutator schleifen sechs Bürstensätze, zu denen je drei Kohlebürsten von 10 mm Dicke gehören. Das Magnetgestell des Motors ist in seinen einzelnen Ausführungsstufen dargestellt und die Charakteristik des Motors sowohl für Gleichstrom- wie für Wechselstrombetrieb angegeben. Die paarweise dauernd hintereinander geschalteten Motoren werden durch Reihenparallelfahrschalter geregelt, die ähnlich den für Gleichstrombahnen üblichen Fahrschaltern gebaut sind; wegen der hohen Stromstärken und der gleichzeitigen Verwendung für Wechselstrom ist jedoch für jeden Kontaktfinger Funkenlöschung durch ein besonderes Solenoid vorgesehen. Ferner erfolgt das Ausschalten der elektrischen Kurzschlußbremse durch einfaches Kurzschließen der Erregerwicklung der Motoren, um die bei dem sonst üblichen Unterbrechen des Stromkreises vorhandene starke Beanspruchung der Kontaktfinger zu vermeiden. Auch der Aufbau der Kontaktwalze ist in besonderer Weise vorgenommen, indem die stählerne Achse mit einem dreikantigen Hartgummimantel umpreßt ist und auf den letzteren abwechselnd Metallsterne und Stabilitringe aufgeschichtet sind, wobei die ersteren mit Bleiglätteglycerinkitt befestigt sind.

Für die Motorenregelung bei Wechselstrom ist noch ein besonderer Schalter vorhanden, der nur eine Fahrwalze besitzt. Die Kontaktfinger dieses Fahrschalters stehen teils mit den Motoren teils mit Anschlüssen an einen unterteilten Transformator in Verbindung, so daß die Motoren nacheinander an stufenweise steigende Spannungen gelegt werden. Um die Benutzung dieses Fahrschalters bei der Speisung des Wagens mit Gleichstrom zu verhindern, ist die Walze durch eine Klinke verriegelt, die nur durch einen im Sekundärkreise eines kleinen Transformators liegenden Elektromagneten aus ihrer Sperrlage herausgezogen werden kann. Die für Gleichstrombetrieb verwendeten Anlaßwiderstände bestehen aus schraubenförmig gewickeltem Neusilberband mit Luftzwischenraum.

Die Stromabnehmer sind mit zwei Aluminiumschleifbügeln versehen und, um den großen Höhenänderungen der Oberleitung folgen zu können, als Scherenstromabnehmer gebaut. Sie brauchen bei Aenderung der Fahrrichtung nicht umgelegt zu werden und können im Falle einer Gefahr von jedem Führerstand aus leicht durch eine Leine auf das Wagendach herabgezogen werden. Die übrigen Teile der elektrischen Ausrüstung entsprechen im wesentlichen der üblichen Bauart.

Da die Wagen außer mit der Hand und der Kurzschlußbremse auch noch mit einer selbsttätigen Vakuumbremse, Bauart *Hardy*, ausgerüstet sind, ist für die letztere eine durch einen 5,2 PS-Motor angetriebene Kapselpumpe vorgesehen. Deren Motor besitzt zwei getrennte Wicklungen und zwei Kommutatoren, so daß auf jeden nur die halbe Betriebsspannung entfällt. Die Steuerung des Motors geschieht mittels eines in Dosenform ausgeführten Schalters, der auf dem Bremsschieber der Vakuumleitung ausgesetzt ist und gleichzeitig mit diesem gesteuert wird. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 9–12 und S. 25–28.) *Pr.*

Technische Chemie.

Kamphergewinnung. (*Hempel.*) Seitdem 1899 Japan das *Kamphermonopol* eingeführt hat, ist der Preis dieses Stoffes verdreifacht worden (1899: 339 M. für 100 kg, 1907: 1000 M.). Unter diesen Umständen lohnt es sich Kampher *künstlich* darzustellen. Schon 1803 glaubte der Apotheker *Kindt* durch Einleiten von Salzsäure in Terpentinöl Kampher erhalten zu haben. In Wirklichkeit hatte er *Pinenchlorhydrat* erhalten, das nur im äußeren entfernte Aehnlichkeit mit Kampher hat.

Dieses Pinenchlorhydrat kann man heutzutage nach mehreren Verfahren in wirklichen Kampher überführen. Z. B. kann man die Salzsäure aus dem Pinenchlorhydrat durch essigsaures Blei abspalten, den entstandenen *Kampher* durch Erhitzen mit Eisessig und Schwefelsäure in Isoborneol überführen, das durch Oxydation mit übermangansaurem Kali endlich den *Kampher* ergibt.

Trotz der zahlreichen patentierten Verfahren ist bis jetzt nur die *Chem. Fabrik auf Aktien vorm. Schering* in der Lage mit dem Naturkampher den Wettbewerb aufzunehmen.

Diesem jungen Industriezweige drohen mehrere Gefahren. Zunächst steigt der Preis des Ausgangsstoffes, des Terpentinöls, ständig; durch Raubbau werden die früher für unerschöpflich gehaltenen Nadelholzwälder des südlichen Nordamerika stark gelichtet. Zweitens ist der Hauptabnehmer, die Zelluloidindustrie, eifrig bemüht, geruchlose Ersatzmittel für Kampher zu finden. Drittens kann Japan zur Abwehr den Preis des natürlichen Kamphers stark herabsetzen, da die Monopolverwaltung an die Kampherbauern auf Formosa (woher $^{9}/_{10}$ des gesamten Kamphers kommt) für abgelieferte Rohwaren nur 86–127 M. auf 100 kg zahlt. Der rohe Kampher wird dort in großen staatlichen Fabriken raffiniert.

Der Verbrauch an Kampher beträgt auf der ganzen Welt 3–4 Millionen kg im Jahre, wovon 1 Million auf Deutschland entfallen dürfte. (Chemikerzeitung 1907, S. 6–8.) *A.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftanlage in Peru. Zur Kraftlieferung an die Caylloma Silberminen in Peru ist eine hydro-elektrische Anlage in Ausführung begriffen, welche wahrscheinlich die höchstgelegene elektrische Kraftzentrale sein wird. Die berühmten Silberminen, welche etwa 4600 bis 4900 m über dem Meere liegen, wurden schon lange vor der Inbesitznahme durch die Spanier von den Incas ausgebeutet. Vom Jahre 1821, wo die Revolutionäre während des Unabhängigkeitskrieges die Spanier verdrängten, bis 1887 wurde in den Minen nicht gearbeitet. Sie wurden dann von einer englischen Gesellschaft angekauft und seither mit mehr oder weniger Erfolg betrieben. Die große Schwierigkeit bildet die Wasserhaltung. In der spanischen Zeit geschah diese mittels von den Indianern auf dem Rücken getragenen Kübeln. Da die Minen 48 km von der nächsten Bahnstation entfernt liegen und dieser Abstand in einer zweitägigen Reise auf schlechtem Wege mittels Maultiere zurückgelegt wird, so kommt eine Tonne Kohle auf 140 M. zu stehen. Da unweit der Minen die nötigen Wasserkräfte zur Verfügung stehen, hat man sich zu deren Heranziehung entschlossen. Zwei Kraftquellen können ausgenutzt werden, erstens die Pumahuasi-Fälle des Santiagoflußes, welche bei 43 m Gefälle leider eine stark wechselnde Wassermenge führen, und zweitens ein Abfluß des

Huaillacho-Sees mit einem Gefälle von 274 m. Das Wasser der Fälle wird gebraucht solange es in genügender Menge vorhanden ist, während das Wasser aus dem See die Kraftreserve bildet. Die Rohrleitungen, welche aus den beiden Kraftquellen gespeist werden, münden in dasselbe Maschinenhaus, wo sämtliche Turbinen und Generatoren auf dieselbe Welle montiert sind. Das Wasser der Pumahuasi-Fälle wird in eine 120 PS vierfache *Trent*-Turbine mit Francis-Schaufeln geleitet, während eine Rohrleitung von 1,8 km den Huaillacho-See mit einer 120 PS dreifachen *Pelton*-Turbine verbindet. Die Welle macht 1500 Umdrehungen i. d. Minute. Die beiden 40 KW-Dreiphasen-Generatoren liefern Strom von 440 Volt, welcher auf 3300 Volt umgeformt wird zur Fernleitung nach den Minen. Daselbst reduzieren andere Umformer die Spannung wieder auf 440 Volt.

Die Schwierigkeit, Konstruktionsteile mit über 180 kg Gewicht zu befördern, hat zu besonderen Maßnahmen geführt. Erstens wurden für jede Turbine mehrere Laufräder genommen, während die 40 KW-Generatoren aus je zwei Hälften von 20 KW bestehen. Für die Erregung werden zwei besondere Turbinen und Dynamos von je 5 PS aufgestellt, welche von den beiden Rohrleitungen gespeist werden, und ebenfalls auf eine gemeinsame, nur von einer Kupplung unterbrochene Welle aufgekeilt sind.

Die elektrische Energie wird hauptsächlich zur Wasserhaltung mittels Hochdruck-Zentrifugalpumpe, Bauart *Worthington* benutzt werden, teilweise auch zur Luftkompression für die Bohrwerkzeuge. (The Engineer 1907, S. 179—180.) *Kr.*

Wasserkraftanlage an der Etsch. (*Zodel.*) Unterhalb von Verona bildet die Etsch eine große Schleife mit 6—7 m Bruttogefälle, welche durch einen 1500 m langen Zulaufkanal abgeschnitten wird. Da nur 1/3 der Wassermenge (23 cbm/Sek.) dem Fluß entnommen werden, ist kein Wehr angeordnet, das Wasser wird vielmehr durch einen 20 m breiten Einlauf mit 10 Fallenkammern gefaßt. Die Turbinenanlage ist für vier Generatorturbinen von je 700 PS bei 5,7 m Gefälle gebaut (zwei 60 PS Erregerturbinen). Die großen Wasserspiegelschwankungen zwangen, stehende Turbinen zu wählen. Zur Ersparung des bei Anordnung des Turbinenzapfens zwischen Turbine und Dynamo erforderlichen zusätzlichen Gebäudebodens wandte Verfasser erstmalig die Konstruktion an, den Turbinenspurzapfen auf das Armkreuz der Dynamo zu setzen, wodurch die Anlage sehr vereinfacht wird. Die Turbine ist eine einfache Turbine mit festen Leitschaufeln und zylindrischem Spaltschieber (ähnlich wie bei der *Glommen*-Turbine in Kykkelsrud). Die Regulierung erfolgt durch einen Preßölregulator für 5 at. Der garantierte Gesamtwirkungsgrad von 72 v. H. wurde bei den Versuchen überschritten. (Schweizerische Bauzeitung 1907, S. 43—45 und 57—61.) *A. M.*

Bücherschau.

Lexikon der gesamten Technik und ihrer Hilfswissenschaften. Zweite Auflage. III. und IV. Band. Herausgegeben von *Otto Lueger*. Deutsche Verlagsanstalt Stuttgart und Leipzig.

Der dritte und vierte Band von *Luegers* Lexikon der gesamten Technik umfaßt die Worte Dolomit bis Feuerturm und Feuerungsanlagen bis Haustelegraphen.

Was bereits von den beiden ersten Bänden gesagt wurde, gilt nicht minder von dem dritten und vierten Band.

Die Darstellungsweise ist eine klare und leicht faßliche, und die Vollständigkeit läßt nichts zu wünschen übrig.

Hervorgehoben zu werden verdienen die Artikel über Drahtfabrikation, Drahtgewebe und -Geflechte und Drahtseile und der Artikel über Drahtprüfungen. Sehr eingehend ist die Drehbank behandelt, und der Dynamomaschine ist ein ihrer Bedeutung entsprechender Raum gewidmet.

Worte wie „Ehrenpforte" und „Ehrensäule" hätten füglich fortbleiben können, ohne daß hierdurch der Wert des Werkes irgend eine Einbuße erlitten hätte.

Das Kapitel über Eisen ist kurz und prägnant, wogegen das über Eisenbahnen etwas zu breit ausgefallen ist.

Auch das umfangreiche Kapitel über Elektrizität in den Rahmen eines allgemeinen Lexikons zu zwingen, hat sich Verfasser bemüht. Solche Versuche sind dazu angetan, der Halbbildung Vorschub zu leisten.

Beim Elektromagnetismus hätte auf die elektromagnetische Wage von *Du Bois* und andere Apparate zur Bestimmung der magnetischen Eigenschaften wenigstens hingewiesen werden müssen.

Ebenso vollständig wie die Drehbank sind die Fräser und Fräsmaschinen behandelt, wobei auch auf die durchweg vorzüglichen Abbildungen hingewiesen werden mag.

Mit meisterhafter und für ein Lexikon durchaus angemessener Beschränkung sind die Geschütze und die Geschützfabrikation und ebenso das Gewehr und die Gewehrfabrikation behandelt. Interessant sind ferner die Artikel über Geradführung und absolute Geradführung.

Nicht weniger anregend und für den Laien belehrend sind Grubenbau, Grubenförderung usw. behandelt.

Dies mag genügen, um ein Urteil über den dritten und vierten Band dieses vorzüglichen Werkes zu gewinnen, welches ein Kompendium darstellt, wie es vollständiger bis jetzt wohl nicht existieren dürfte. Dr. *K.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Schnell - Perspektive, Skizzieren und Anfangsunterricht im techn. Zeichnen mit besonderer Berücksichtigung des Maschinenbaues von *Otto Haeder jun.*, Duisburg, 1907. Mit vielen Abb., Maßtabellen und einem Dreieck mit *Haeder*-Winkel. Duisburg. Schwann. Preis geb. M. 2,—.

Handbuch der angewandten physikalischen Chemie. Herausgegeben von Prof. Dr. *G. Bredig*. Band VII. Löslichkeit und Löslichkeitsbeeinflussung von Dr. *V. Rotmund*, a. o. Professor an der Deutschen Universität in Prag. Mit 65 Abb. Leipzig, 1907. Johann Ambrosius Barth. Preis geh. M. 8,—, geb. M. 9,—.

Kursus in Statik und Festigkeitslehre. Zum Selbststudium für Bau- und Maschineningenieure. Ein Lehrbuch in elementarer Darstellung für die Bedürfnisse der Praxis von *Max Fischer*, Ingenieur und ehem. Lehrer a. e. techn. Fachschule. Zweite Lieferung. Berlin, 1907. Max Pasch.

Die dynamoelektrischen Maschinen. Ein Handbuch für Studierende der Elektrotechnik. Von *Silvanus P. Thompson*, Direktor und Prof. der Physik a. d. Techn. Hochschule der Stadt u. Gilden von London. Siebente, vollständig umgearbeitete und stark vermehrte Auflage. Uebersetzt von *K. Strecker & F. Vesper*. Mit 1119 Abb. und 54 großen Figurentafeln. Heft 1. Halle a. S., 1906. Wilhelm Knapp.

Das Werk erscheint in zwei Bänden und zwar: Band I in 13 Heften, Band II in 10 Heften zu je M. 2,—.

Präzisions - Pendeluhren und Nickelstahl - Kompensationspendel von Dr. *S. Riefler*. München, 1907. Theodor Ackermann. Preis geh. M. 2,—.

Präzisions-Pendeluhren und Zeitdienstanlagen für Sternwarten von Dr. *S. Riefler*. München, 1907. Theodor Ackermann. Preis geh. M. 4,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 19. Berlin, 11. Mai 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 6, Buchhändlerhof 2.

Der Spannungszustand einfach geschlungener Drahtseile.

Von Dipl.-Ing. **Friedrich Berg**, Ueberau bei Darmstadt.

I. Zweck und Ziel der Arbeit.

Unterwirft man ein Drahtseil statischen Zugbelastungen, d. s. solche, bei denen dynamische Vorgänge nicht auftreten, so zeigt sich, daß die Längenänderungen den Belastungen nicht proportional sind. Ein Drahtseil befolgt also nicht das *Hooke*'sche Proportionalitätsgesetz. Auch dann, wenn an jedem der beiden Seilenden außer der achsialen Last noch je ein Kräftepaar wirkt, welches eine Aufdrehung des Seiles ganz oder teilweise verhindern soll, treten ähnliche Erscheinungen auf.

Während aber bei anderen elastisch ungleich widerstehenden Körpern, wie bei Gußeisen oder Steinen, im allgemeinen die Verlängerungen oder die Dehnungen stärker wachsen wie die Kräfte oder die Spannungen, zeigen Drahtseile die Eigenart, daß bei wachsenden Belastungen die Elastizität *abnimmt*.

In einer Abhandlung „Beiträge zur Theorie der Drahtseile“[1]) hat *Benndorf* zunächst den Elastizitätsmodul der Spiraldrahtseile oder der Litzen auf rechnerischem Wege zu bestimmen gesucht. Dabei hat er für diese Seilart stillschweigend Voraussetzungen gemacht, welche ich durch nachfolgendes Bild (Fig. 1) wiedergeben möchte: Man schlinge um einen starren oder elastischen, festgehaltenen Zylinder einen vollen Gang eines schraubenartigen, fadenförmigen, vollkommen biegsamen Körpers, der also die Eigenschaft besitzt, in sämtlichen Querschnitten, senkrecht zur Schraubenlinie genommen, nur Normalkräften Widerstand zu leisten, und unterwerfe den Faden an den Enden A und B den in der Fig. 1 angedeuteten Kräften H und V. Bei Gleichgewicht des fadenförmigen Körpers werden an jedem Querschnitt nur Normalkräfte auftreten, so daß die gesamte innere Kraft jeweils in die Schraubentangente fällt. Oder wenn man den biegsamen Faden durch einen drahtartigen Körper ersetzt, so sollen die äußeren Kräfte H und V der Fig. 1 so bemessen sein, daß ihre Mittelkraft ebenfalls in die Tangente der Schraubenlinie bei A und B fällt. In beiden Fällen werden an den Berührungspunkten mit dem Zylinder radial nach außen gerichtete Pressungen hervorgerufen, die den Faden oder den Draht im Gleichgewicht halten. Diese Betrachtung führt dann bei Spiralseilen für den Fall, daß deren Aufdrehung durch eine geeignete Führung der Last verhindert wird, auf die einfache Beziehung

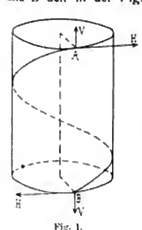


Fig. 1.

$$\frac{\Delta\, l}{l} = \frac{\Delta\, L}{L} \cdot \cos^2 w,$$

worin w der Flechtwinkel, L die Seillänge und l die dieser Seillänge entsprechende Drahtlänge ist. Aus dieser Beziehung wird dann gefolgert, daß der Elastizitätsmodul *eines Spiralseiles* sich bestimmen lasse, indem man den Elastizitätsmodul *des Drahtes* mit einem konstanten, nur durch die Konstruktion bedingten Faktor multipliziert. *Benndorf*'s Theorie ergibt also einen konstanten Elastizitätsmodul für das Spiralseil. Dies steht aber im Widerspruch mit der Erfahrung.

Auch *Hrabák* hat in seinem Buche „Die Drahtseile“ Berlin 1902, den Elastizitätsmodul auf analytischem Wege zu bestimmen gesucht. Er kommt jedoch infolge irrtümlicher Auffassung zu fehlerhaften Schlußergebnissen[2]).

Es sei an dieser Stelle noch erwähnt, daß ein umfangreiches Versuchsmaterial, welches wichtige Aufschlüsse über den Elastizitätsmodul zu geben vermag, von *Divis*[3]) zusammengestellt worden ist. Leider fehlen aber Angaben über Spiralseile.

Die vorliegende Arbeit verfolgt den Zweck, *ohne* die einschränkenden Annahmen *Benndorf*'s unter möglichster Beachtung der tatsächlichen Verhältnisse, diejenigen Beziehungen zwischen dem inneren und äußeren Kräftezustande des Seiles zu ermitteln, die für das Spiraldrahtseil in Frage kommen. Es zeigt sich später, daß dieses Problem statisch unbestimmt ist, also die endgültige Lösung nach den Gesetzen der Statik unter Heranziehung der Regeln der Elastizitätslehre anzustreben ist.

Das Ziel aller theoretischen Untersuchungen am Drahtseile wird immer sein, das eigentümliche, elastische Verhalten der Seile rechnerisch begründen und die Veränderlichkeit des Elastizitätsmoduls in seiner Abhängigkeit von den äußeren Kräften und den Seilmaterialien darstellen zu können. Die vorliegende Arbeit tut nur den ersten Schritt auf diesem Wege: Sie leitet aus bestimmten Voraussetzungen den inneren Kräfte- und Spannungszustand für die Drähte einfach geschlungener Seile ab. Der nächste anschließende Schritt müßte dann sein: Ermittlung der Formänderungen der Drähte aus dem so festgestellten Spannungszustande. Den Abschluß würde bilden: die Vereinigung der Formänderungen des Drahtes und der Seele

[1]) Zeitschrift des österr. Ing.- und Arch.-Vereins 1904, Heft 30 und 31.

[2]) Vergl. *A. Werner*, Zeitschr. d. österr. Ing.- und Architektenvereins 1902 und 1903.

[3]) Berg- und Hüttenmännisches Jahrbuch, Wien 1904, S. 1.

zur Gesamtlängung des Seiles, mit deren Ermittlung auch zugleich der Elastizitätsmodul des ganzen Seiles gegeben wäre.

II. Voraussetzungen der Untersuchung.

1. Die Untersuchung soll sich auf die einfachste Seilart, d. h. auf das einmal geschlungene Drahtseil, auch Spiralseil genannt, mit Hanfseele, beschränken. An dieser Stelle möchte ich noch bemerken, daß auch die Aufstellung der Theorie der zweimal geschlungenen Seile von mir bereits zu einem gewissen Abschluß gebracht worden ist. Die Mitteilung dieser Ergebnisse möchte ich mir für eine spätere Veröffentlichung vorbehalten.

2. Die Untersuchung hat Geltung für neue, aber bereits gut gestreckte[4]), und auch für gebrauchte Seile.

3. Die Untersuchung wird durchgeführt für eine Stelle des Drahtseiles, die in so großer Entfernung vom Angriffspunkte der ruhig wirkenden Last liegt, daß der örtliche Einfluß des Angriffs der äußeren Kräfte vernachlässigt werden kann; oder: Es werden nur solche Querschnitte der Betrachtung unterworfen, die in jeder Beziehung, sowohl im belasteten, wie auch im unbelasteten Zustande des Seiles, gleich beansprucht sind, wie es bei den mittleren Teilen langer Seile vorkommt.

Bei Messungen hat man daher genau darauf zu achten, daß die beiden Seilenden auf ein hinreichend langes Stück auszuschalten sind.

4. Jedes einzelne Drahtelement befolge trotz der starken Zug- und Biegungsbeanspruchungen, die es bei der Herstellung des Seiles erfährt, das *Hooke*'sche Proportionalitätsgesetz.

5. Die Achse eines Drahtes im Seile soll vor und während der Belastung je eine Schraubenlinie bilden.

6. Die neben den Normalkräften zwischen den einzelnen Drähten und den Hanflagen etwa auftretenden tangentialen Schub- oder Reibungskräfte sollen zur Vereinfachung dieser Untersuchung nicht in die Rechnung einbezogen werden. Diese tangentialen Kräfte am Umfange der Drähte können meines Erachtens bei einfach geschlungenen Drahtseilen mit Hanfeinlagen nicht erheblich sein. Denn die Hanfseele wird beim Dehnen des Seiles mitgenommen und ein Bestreben nach anderen relativen Lagenänderungen zwischen Seele und Draht kann in allen denjenigen Fällen kaum zustande kommen, wo eine Aufdrehung des ganzen Seiles verhindert wird; und diese Bedingung ist meistens erfüllt.

Es ließe sich übrigens die analytische Darstellung auch auf den durch die Mitführung dieser tangential am Drahte wirkenden Kräfte erweiterten Fall ohne grundsätzliche Schwierigkeit ausdehnen. Allerdings dürfte der Wert der hieraus zu ziehenden etwaigen neuen Schlußfolgerungen ganz außer Verhältnis zu dem Aufwand an Mühe stehen.

III. Geometrische Anordnung der Drähte im Seile.

Bei der üblichen Herstellung gewöhnlicher Drahtseile in der Flechtmaschine sind für die Untersuchungen dieser Arbeit folgende Bewegungsvorgänge zu beachten:

Die Drähte sind auf Spulen aufgewickelt, und diese Spulen werden in den sogenannten Stern der Maschine eingesetzt. Der Stern ist ein drehbares Gestell und trägt die an geeigneten Stellen verteilten Spulen in größerer oder geringerer Anzahl. Die Spulen besitzen eine dreifache Drehbewegung: Sie drehen sich mit dem Stern, beispielsweise in der Richtung des Uhrzeigers, um die Seilachse; sie drehen sich weiter um die Spulenachse, welche winkelrecht steht zur Seilachse, und endlich drehen sich die Spulen relativ zum Stern um eine Achse parallel zur Seilachse, und zwar hier entgegengesetzt dem Uhrzeiger. Die Drehbewegung der Spulen um ihre eigene Achse veranlaßt ein Abwickeln der Drähte und gestattet die Längsbewegung der Drahtelemente in Richtung der Seilachse. Gleichzeitig werden die Drähte durch die Drehbewegung der Spulen mit dem Stern um die Seilachse gelegt. Diese beiden Bewegungsvorgänge erfolgen proportional miteinander, so daß die Achsen der Drähte Schraubenlinien bilden, und die Drähte selbst als Schraubenfedern angesprochen werden können.

Es ist bekannt, daß die Drähte mit großer Kraftaufwendung in der Seilmaschine um die Seele herumgelegt werden und daß ein fertig geflochtenes Seil an seinen Enden „abgebunden" werden muß, um sein Aufspleißen zu verhindern. Das beweist, daß die Drähte eine gewisse anfängliche Spannung besitzen, ohne daß irgend welche äußere Kräfte auf das Seil einwirken; diese Spannungen rühren von der Herstellungsweise des Seiles her: Durch das ständige Herumlegen um die Seele wird der Draht zugleich verdreht. Diese Torsion wird aber wieder aufgehoben durch die dritte Drehbewegung in einer der Sterndrehung entgegengesetzten Richtung, so daß die Drähte eine nennenswerte Torsion aus diesem Grunde nicht aufweisen. Nähere Angaben hierüber sind im Abschnitt VII enthalten.

Man unterscheidet ein-, zwei- und dreimal geflochtene Seile, je nachdem die Drähte einer ein-, zwei- oder dreimaligen Flechtung in der Seilmaschine unterliegen; die Achsen der Drähte bilden dann Schraubenlinien erster, zweiter oder dritter Ordnung. Meine Untersuchungen erstreckten sich auf die ein- und zweimal geschlungenen runddrähtigen Aufzugs- und Förderseile mit Hanf- oder Drahteinlagen. An dieser Stelle sollen jedoch nach Voraussetzung 1 ausschließlich die *einmal geschlungenen Seile mit Hanfeinlage*, im Folgenden häufig kurz *Spiralseile* genannt, behandelt werden.

IV. Art der Belastung des Seiles.

Die Formänderung des Seiles und der Drähte kann je nach Art der äußeren Kräfte auf verschiedene Weise hervorgerufen werden.

Den nachstehenden Betrachtungen wird ausschließlich folgende Anordnung und Belastungsart zugrunde gelegt: An jedem Seilende wirke als äußere Kräftegruppe:

1. eine achsiale Zugkraft $\mathfrak{Q}$, und
2. ein Kräftepaar $\mathfrak{M}$,

dessen Achse ebenfalls in die Längsachse des Seiles fällt. Eine solche Anordnung kann man sich vielleicht in folgender Weise verwirklicht denken:

Auf zwei radial einander gegenüberliegende Drähte, die wie in Fig. 1 um einen Zylinder geschlungen und an dem oberen und unteren Ende an einem Querarm a (s. Fig. 2) in einer der Voraussetzung 3 im Abschnitt II genau angepaßten Weise befestigt sind, soll davon nur der Teilbetrag $2\,Q$ und $2\,M_d$ entfallen, wo Q und M_d die *einem Drahte* entsprechenden Belastungsanteile sind. $2\,M_d$ ist in Fig 2 als Achsenstrecke aufgetragen, wobei der Pfeil hier und auch später immer so zu verstehen ist, daß für ein auf die Pfeilspitze blickendes Auge das Kräftepaar im Sinne des Uhrzeigers drehend erscheint. An einem beliebigen wagerechten Schnitt s-s werden alsdann an jedem Draht auftreten:

1. eine innere Kraft R und
2. ein inneres Kräftepaar M_r,

die beide im allgemeinen nicht in die betreffende Schraubentangente fallen.

Außerdem übt der Zylinder auf beide Drähte gleiche, aber radial entgegengesetzt gerichtete Pressungen aus.

[4]) Vergl. *Diviš*, Berg- und Hüttenmänn. Jahrbuch, Wien 1904, S. 6.

Diese inneren Pressungen sollen mit p bezeichnet und in kg auf das cm gemessen werden. An die Stelle des Zylinders tritt in der Praxis eine Hanf- oder Drahteinlage. Die Ergebnisse der nachfolgenden Untersuchung behalten auch ihre Gültigkeit in dem Falle, wo die Pressungen nicht von einem Zylinder oder einer geeigneten Einlage ausgehen, sondern von Druckfedern herrühren, die radial zwischen den Drähten mit freibeweglichen Endpunkten liegen. Diese Druckfedern sind überall entlang den Drähten angeordnet zu denken und in der Figur durch radiale Pfeile angedeutet.

Fig. 2.

In Wirklichkeit wird auch noch eine vom Zylinder an die Drähte übertragene Schubkraft oder Reibungskraft $\mu \cdot p$ wirken; doch ist entsprechend der Voraussetzung 6, $\mu = 0$, oder gleichbedeutend damit, reibungsfreies Gleiten der verschiedenen Teile aneinander angenommen.

Auch wenn die Drähte einen gegenseitigen Druck aufeinander ausüben, lassen sich sämtliche äußeren Pressungen auf ein Drahtstück zu einer Gruppe radial gerichteter Resultanten zusammensetzen. Es soll daher unter p die auf ein Drahtstück wirkende resultierende Pressung in kg/cm verstanden werden, die sich aus der Seele-Drahtpressung und der Draht-Drahtpressung zusammensetzt.

In dem Falle, wo lediglich eine achsiale Zuglast $\mathfrak{Q}$ oder, auf zwei Drähte bezogen, $2\,Q$ wirkt, also $2\,M_d = 0$ ist, wie z. B. bei Kranseilen ohne lose Rolle, wird man eine Verlängerung und gleichzeitig eine Verdrehung des ganzen Seiles beobachten. Bei Aufzugs- und Förderseilen dagegen ist die Last geführt, so daß eine Verdrehung des Seiles nicht eintreten kann. Man stellt sich dies am besten so vor, daß ohne Führung eine bestimmte Verdrehung eintritt, und daß, um diese wieder aufzuheben, ein zurückdrehendes Kräftepaar, das durch die Führung erzeugt wird, erforderlich wird. Wir haben also zu beachten, *daß zu einer Verlängerung eines Drahtseiles ohne Drehung für je zwei zugeordnete Drähte eine achsiale Zugkraft $2\,Q$ und ein bestimmtes Kräftepaar $2\,M_d$ erforderlich sind.* Im allgemeinen tritt bei beliebigem $2\,Q$ und $2\,M_d$ eine Verlängerung *und* eine Verdrehung ein.

V. Begriff des Elastizitätsmoduls beim Drahtseil.

Der Begriff „Elastizitätsmodul" ist bei isotropen Körpern, die das *Hooke*'sche Proportionalitätsgesetz befolgen, eindeutig bestimmt. Dies ist nicht der Fall bei elastisch ungleich widerstehenden Stoffen; bei diesen ist in jedem einzelnen Falle anzugeben, was man unter „Elastizitätsmodul" verstehen will.

Es sollen zwei ganz gesonderte Fälle unterschieden werden. Zunächst wird in dieser Arbeit unter Elastizitätsmodul eines prismatischen, isotropen, elastisch ungleich widerstehenden, *nur achsial* belasteteten Stabes folgendes verstanden:

Eine Last Q rufe an dem Stabe von der Länge L eine Verlängerung $\triangle L$ hervor. Trägt man in einem rechtwinkligen Achsenkreuz als Abszissen die Werte

$$\varepsilon = \frac{\triangle L}{L}$$

und als Ordinaten die Werte $\sigma = \mathfrak{Q} : F$ auf, worin F den ursprünglichen Stabquerschnitt bezeichnet, so erhält man eine Kurve (Fig. 3), deren Ansteigungsverhältnis in dem Punkte P

$$tg\,\alpha = \frac{d\,\sigma}{d\,\varepsilon} = E',$$

den Wert des Elastizitätsmoduls für die entsprechende Belastung liefert.

Für Drahtmaterial, das dem Proportionalitätsgesetz gehorcht, geht diese Beziehung von selbst in die Gleichung des *Hooke*'schen Gesetzes

$$tg\,\alpha = \frac{d\,\sigma}{d\,\varepsilon} = \frac{\sigma}{\varepsilon} = E = \text{konst.}$$

über.

Der eben festgelegte Begriff des Elastizitätsmoduls E' läßt sich in erweiterter Form auch auf nicht prismatische Körper von ungleich widerstehendem Material, z. B. Drahtseile, anwenden. In diesem zweiten Fall jedoch würde der eben erklärte Begriff von E' noch unendlich vieldeutig sein, da die Verlängerung eines Seiles nach Abschnitt IV nicht nur von $\mathfrak{Q}$, sondern auch von $\mathfrak{M}$ abhängt. Ein bestimmter Wert des Elastizitätsmoduls, der jetzt mit E'' bezeichnet werden soll, liegt also erst dann vor, wenn außer der achsialen Last $\mathfrak{Q}$ auch das äußere, in die gleiche Achse fallende Moment $\mathfrak{M}$ gegeben ist. Unter dem Einfluß der beiden Belastungen wird sich das Seil um ein bestimmtes $\triangle L$ und $\triangle \varphi$ längen und verdrehen, so daß zu schreiben ist:

$$\triangle L = f(\mathfrak{Q}, \mathfrak{M}),$$
$$\triangle \varphi = f_1(\mathfrak{Q}, \mathfrak{M}),$$

worin $\triangle \varphi$ der Winkel ist, um den sich der Seilquerschnitt am Lastende gegen den am festen Ende verdreht. E'' für diesen letzten Fall kann nunmehr ebenfalls unter Beibehaltung der Fig. 3 durch die Gleichung

$$tg\,\alpha = \frac{d\,\sigma}{d\,\varepsilon} = E''$$

erklärt werden, sofern das Kräftepaar $\mathfrak{M}$ einer bestimmten Bedingung, z. B. $\mathfrak{M} = 0$ bei Kranseilen ohne lose Rolle, oder $\triangle \varphi = 0$ bei Förderseilen unterworfen wird Die Ordinaten der Fig. 3 sind dabei die Werte $\mathfrak{Q} : F$, wo F die Summe der Drahtquerschnitte bezeichnet, senkrecht genommen zu den einzelnen Schraubenlinien (F wird in der Folge als summarischer Drahtquerschnitt bezeichnet). Für ein mittleres Stück (vergl. Voraussetzung 3) eines Drahtseiles ist ε nicht gleich $\frac{\triangle L}{L}$ zu setzen, sondern $\varepsilon = \frac{\triangle h}{h}$, wo h die Ganghöhe des Seiles ist. Man schaltet so den störenden Einfluß der Seilenden, die wegen der Befestigungsstellen oben und unten gegen die Voraussetzung 3 verstoßen, aus.

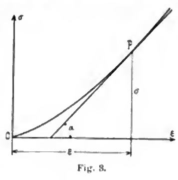


Fig. 3.

Diese Festlegung von E'' geht hinsichtlich der Werte $\sigma = \mathfrak{Q} : F$ von der durch die Erfahrung bestätigten Annahme aus, daß eine Hanfseele sich nur in sehr geringem

Maße an dem eigentlichen Tragen der lotrecht wirkenden Zugkräfte beteiligt. Hat die Seele etwa gleichen Querschnitt wie die Drähte zusammen, so trägt sie erfahrungsmäßig etwa nur 1 : 100 der Gesamtlast; in fast gleichem Verhältnis, nämlich von etwa 10 000 durch 1 000 000 stehen, nebenbei bemerkt, auch die Mittelwerte der Elastizitätsmoduln von Hanf- und Drahtseilen. Man ist nach den bisherigen Erfahrungen wohl berechtigt, als wirksamen oder tragenden Querschnitt den oben bezeichneten summarischen Drahtquerschnitt

$$F = \frac{i \cdot \delta^2 \pi}{4}$$

zu benutzen, worin i die Drahtzahl, und δ die Drahtdicke bedeutet.

VI. Ableitung des Kräftezustandes eines belasteten Seiles aus den Gleichgewichtsbedingungen.

In Fig. 4 bedeutet ds ein unendlich kleines Drahtelement, das durch zwei benachbarte Normalebenen der

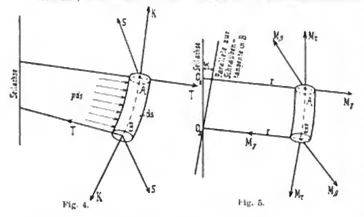


Fig. 4. Fig. 5.

von der Drahtachse gebildeten Schraubenlinie aus dem Draht herausgeschnitten ist. Am oberen Ende in A wirkt die im Schwerpunkte des Drahtquerschnittes angreifende innere Kraft R (vergl. Abschnitt IV), deren drei rechtwinklige Komponenten sind:

K, in Richtung der Tangente an die Schraubenlinie,
S, in Richtung der Binormalen, also senkrecht zur Schmiegungsebene,
T, in Richtung des Zylinderradius (oder der Hauptnormalen der Schraubenlinie).

Nach Voraussetzung 3 treten dann in dem unendlich benachbarten Querschnitt B, in den entsprechenden Richtungen, aber in entgegengesetztem Sinne, ebenfalls die Kräfte K, S und T auf. Außer der inneren Kraft R wirkt aber in den beiden Querschnitten A und B noch je das innere Kräftepaar M_r, das nach Fig. 5 je in drei Komponenten M_τ, M_β und M_γ von gleicher Richtung wie K, S und T zerlegt werden soll.

Die Kräfte S und T liegen in der Ebene des Drahtquerschnittes, während K senkrecht hierzu steht. S und T sind also Schubkräfte, K Normalkräfte in jedem der beiden Querschnitte. Die Kräftepaare M_β und M_γ beanspruchen das Drahtelement auf Biegung, M_τ ruft Verdrehung hervor. Die Pressungen pds fallen in die Richtung der Hauptnormalen der Schraubenlinie.

Für eine Schraubenlinie und den zugehörigen Schraubenzylinder gelten folgende Beziehungen:[5])

Der Radius der ersten Krümmung ist:

$$\rho_1 = \frac{r}{\sin^2 w},$$

der Radius der zweiten Krümmung:

$$\rho_2 = \frac{r}{\sin w \cdot \cos w}.$$

Die Bedeutung der Größen r und w für das Drahtelement ist aus Fig. 5 ersichtlich. Es ist $O_1 A = O_2 B = r$ der Radius des Schraubenzylinders und w der Flechtwinkel des Spiralseiles.

Mit $d\tau$ werde, wie üblich, der Krümmungswinkel der Schraubenlinie, d. i. der Winkel, den zwei unendlich benachbarte Tangenten miteinander einschließen, bezeichnet. $d\vartheta$ ist der Torsionswinkel oder die Verdrehung zweier unendlich benachbarter Binormalen der Schraubenlinie[6]).

Nach diesen Vorbereitungen gewinnt man für den Belastungszustand auf Grund des Gleichgewichtes des Drahtelementes die im folgenden entwickelten Gleichungen:

[5]) Des Ingenieurs Taschenbuch, Hütte, 1899, S. 124.

[6]) vergl. *Fiedler*, die Theorie der Kurven doppelter Krümmung.

(Schluß folgt.)

Hammerwerke mit Kraftantrieb.

Von Professor **Pregél**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 275 d. Bd.)

Longworth' Luftfederhammer.

In Fig. 5—7 sind nach „Engineering" 1900. I, S. 290 die Einrichtungen dieses Hammerwerkes gezeigt. Am Gestell lagert die Kurbelwelle a mit Fest- und Losscheibe b. Der Antriebriemen ist mittels Riemengabel c zu verlegen. Mit der Schubstange d wird ferner der Doppelhebel f (s. Fig. 7) betätigt, an dessen vorderer Gabel zwei Zugstangen g angelenkt sind, die den geschlossenen Zylinder h in Hubbewegung versetzen, in dem der Kolben i schwebt.

An seiner Kolbenstange ist in fester Lage noch ein zweiter Kolben k angebracht, welcher im Hauptzylinder l läuft und samt der unteren Kolbenstange den eigentlichen Hammerbär m (Fig. 5 u. 6) bildet, welcher auf den Amboßstock n wirkt.

Der obere Zylinder h ist durch zwei Lochkränze 1 u. 2 in drei Räume abgeteilt. Beim Anheben des Hammerbärs m wird die Luft im unteren Raum abgefangen und verdichtet, so daß sie als elastisches Zwischenpolster dient. Im Niedergange des Zylinders h expandiert diese Luft und hält vorerst den Hammerbär schwebend, worauf im weiteren Niedergang die untere Lochreihe 2 die Unterkante des Kolbens i überschreitet, so daß die bisher unter dem Kolben abgefangene Luft entweichen kann. Dies hat den freien Fall des Hammerbärs zur Folge, der so lange anhält, bis durch den rascher niedergehenden Zylinder h dessen oberer Lochkranz 1 die Oberkante des Kolbens überschreitet. Nun wird die im oberen Zylinderraum abgeschlossene Luft verdichtet und wirkt in diesem Zustande a's Triebkraft.

Weil das Hebelwerk eine zwangläufige Hubbewegung des Zylinders h bedingt, das Schmiedestück jedoch eine veränderliche Höhe besitzt, so wäre ohne dieses obere

Luftpolster der gezeigte Hebelbetrieb nicht angängig. Am Hauptzylinder *l* sind ferner das Saugventil *o* und der seitliche Regulierschieber *p* vorgesehen, der eine fächerförmig ausstrahlende Gruppe von Ausströmkanälen *q* überdeckt. Die während des Aufhubes des Hammerkolbens *k* angesaugte und durch das Ventil *o* eingetretene Außenluft muß nun während des Hammerniederganges ins Freie entweichen können. Ist der Luftaustritt jedoch gehindert, so bildet sich unter dem Kolben *k* ein Luftpolster, welches unbedingt die Stärke des Hammerschlages abmindert. Dadurch nun, daß die Ausströmkanäle *q* in verschiedenen Höhenlagen der Zylinderwand sich befinden, hat man ein bequemes Mittel, die Schlagkraft abzuändern. Steht die Oberkante des Regulierschiebers *p* in der Tiefstellung, läßt dieser daher sämtliche Ausströmkanäle *q* frei, so verläuft der Hammerschlag ganz ungehemmt. Diese Einstellung des Regulierschiebers *p* geschieht mittels Handhebel *r*, oder durch den Tritthebel *t*, welcher am Zwischenhebel *s* angreift, wobei eine die Zugstange umlaufende Spiralfeder *u* den Regulierschieber *p* stets in die Hochlage drückt, sobald der Tritthebel frei wird.

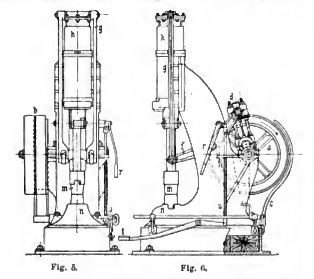


Fig. 5. Fig. 6.

In dieser Lage des Tritthebels wird daher bei fortlaufendem Kurbelwerk der Hammerbär in der Luft arbeiten, so daß nur bei größeren Arbeitspausen eine Abstellung des Werkes durch Riemenverlegung auf die Losscheibe erforderlich und ein Bremswerk überflüssig wird. Durch eine passend gewählte Kröpfung des Doppelhebels *f* und durch eine bestimmte Lage des Kurbelzapfenkreises zur Bogenbahn des rechten Hebelauges werden Hubgeschwindigkeiten ermöglicht, die beim Aufhube des Zylinders *h* möglichst konstant 2 m/Sek., dagegen im Niedergang wachsen und im Augenblick der tiefsten Hublage den größten Wert von 3,3 m/Sek. erlangen.

Masseys elektrisch betriebener Luftfederhammer.

Von der Firma *B. u. S. Massey* in *Opdenshaw, Manchester*, werden Luftfederhämmer gebaut, deren Einrichtungen nach Engineering 1904 I, S. 267 in den Fig. 8 bis 16 vorgeführt sind.

Am Hammerzylinder *a* ist in schräger Achsenlage ein zweiter Pumpenzylinder *b* unmittelbar angegossen, wobei zwischen beiden (Fig. 10 und 11) der obere freie Verbindungskanal *1*, der Mittelkanal *2* und ein unterer doppelter Kanal *3* und *4* vorgesehen sind.

Durch den Drehschieber *c* (s. a. Fig. 12), welcher das Saugventil *5* und das Druckventil *6* trägt, kann die Verbindung zwischen den einzelnen Kanälen entsprechend abgeändert und damit die Menge der überströmenden Luft bezw. die Schlagstärke des Hammers geregelt werden.

Ist das Steuerungswerk *d* in die Lage *II* eingestellt (Fig. 13) und der Ventilkörper, wie Fig. 10 es zeigt, so gedreht, daß eine freie Ueberleitung durch *1*, *2*, *3* vom Raum oberhalb nach dem Raum unterhalb des Pumpenkolbens hergestellt ist (s. a. Fig. 14), so wird der bewegte Luftpumpenkolben keine Einwirkung auf den Hammerkolben ausüben.

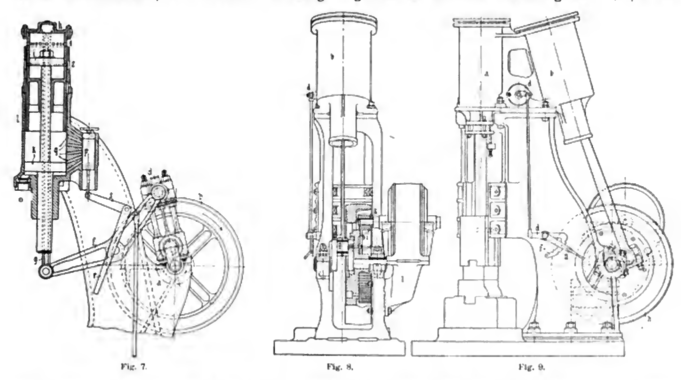


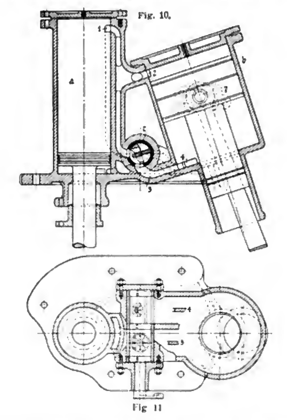
Fig. 7. Fig. 8. Fig. 9.

In dieser Lage *II* ist das den vorderen unteren Kanal *3* überdeckende Ventil *5* vollständig ausgerückt, während das Ventil *6* den hinteren unteren Kanal *3* überdeckt. Dieser Kanal stellt die einzige Verbindung der unteren Räume beider Zylinder *a* und *b* vor.

Soll der Hammerkolben steigen, so wird durch Rechtsdrehung des Steuerhebels *d* in die Lage *I* (Fig. 13), die

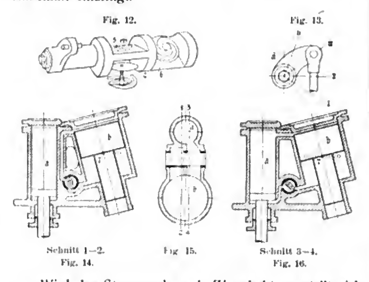
Verbindung *2, 3* gehemmt, während nun untere Preßluft durch Ventil *h* nach *a* überströmen kann (s. a. Fig. 16).

Da beim Niedergang des Pumpenkolbens *b* unten


Fig. 10.
Fig. 11

Druckluft gebildet, oberhalb des Kolbens Saugwirkung hervorgebracht wird, so muß in dieser Lage *I* des Drehschiebers *c* der Hammerkolben *a* steigen. Wird nach *II* zurück gesteuert, so bleibt der Hammerkolben in der Hochstellung.

In der Seitenwand des Pumpenzylinders *b* sind in schräger Lage zwei Reihen Löcher *7* vorgesehen, durch welche beim Ueberschreiten des Pumpenkolbens frische Außenluft eindringt.


Fig. 12. Fig. 13.
Schnitt 1—2. Fig. 14. Fig. 15. Schnitt 3—4. Fig. 16.

Wird das Steuerwerk nach *III* gedreht, so stellt sich *5* als Druckventil im Kanal *2* für die oberen Zylinderräume ein, während das Ventil *6* eine Zwischenlage einnimmt und den Verbindungskanal *4* der beiden unteren Zylinderräume frei läßt.

Steigt der Pumpenkolben *b*, so wird die oberhalb gebildete Preßluft den Hammerkolben *a* niedertreiben, wobei die unterhalb desselben befindliche Luft durch die freigelegten Seitenöffnungen *7* ungehindert ins Freie austreten kann.

Im Niedergang des Pumpenkolbens *b* entsteht im Zylinderraum oberhalb desselben Saugwirkung, unterhalb aber Druckluft, so daß der Hammerbär gehoben wird.

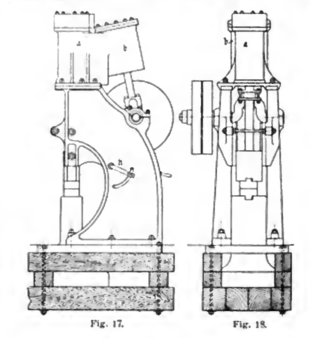
Jedem Doppelspiel des Pumpenkolbens *b* entspricht daher ein Doppelhub des Hammerkolbens *a* im fortlaufenden Arbeitsgange. Soll jedoch mit dem Hammer das Schmiedestück an den Amboß gedrückt werden, so wird das Steuerwerk in die Lage *IV* eingestellt, wobei *6* als Saugventil für den unteren Zylinderraum *a* wirkt, während *5* Druckventil für die beiden oberen Zylinderräume bleibt, und als Saugventil wirkt, sobald der Pumpenkolben *b* niedergeht. Hiernach ist nach oben zu jede Saugwirkung auf den Hammerkolben ausgeschlossen.

Für diese Arbeitsperioden sind Zahnschnitte im Stellbogen *f* für den Steuerhebel vorhanden, so daß dadurch ein fortlaufender Schmiedebetrieb ermöglicht wird. Die Hauptkurbel *g* ist an das Schwungrad *h* angeschlossen, an welches das Stirnrad *i* geschraubt ist, in welches das Getriebe *k* eingreift, welches an der Dynamowelle sitzt.

Der Elektromotor ist auf einem Seitenkonsol *l* aufgestellt, während die Lager für die Kurbelwelle und die Führungen für den Hammerbär den üblichen Bau aufweisen.

Players Luftfederhammer.

Die Firma *W. u. J. Player in Birmingham* baut nach „Engineering" 1903, II, S. 688, den in Fig. 17—22 dar-


Fig. 17. Fig. 18.

gestellten Schmiedehammmer mit Luftpumpenbetrieb, welcher mit dem vorbeschriebenen Hammerwerk von *Massey* in der Anordnung des Luftpumpenzylinders *b* zum Hammerzylinder *a* übereinstimmt, während die Steuerung wesentlich anders durchgeführt ist.

Die oberen Zylinderräume *a* und *b* stehen durch den Kanal *1* (Fig. 19) in stetiger Verbindung, so daß bei fortlaufendem Betrieb des Pumpenkolbens *b* auch der Hammerbetrieb durch *a* in gleichbleibender Kraftstärke vor sich geht, wobei die am Zylinderdeckel angeordnete Feder *c* den Auftrieb des Hammerkolbens *d* aufnimmt und denselben nach abwärts treibt. Dieser Niedergang des Hammerkolbens entspricht dem Aufhube des Luftpumpenkolbens *b*.

Zur Regelung des Hammerbetriebes ist zwischen beiden Zylindern *a* und *b* der kleine Zylinder *f* vorgesehen, in welchem der Steuerkolben *g* vermöge des Steuerhebels *h* wechselnde Höheneinstellung erhalten kann.

Der Steuerkolben *g* schließt in der Hochstellung (Fig. 21) den Kanal *2*, der von *a* ins Freie führt, während er in seiner Mittellage die Verbindung ins Freie gewährt, indem ein eingedrehter Hals sich in die Richtung der Kanäle *2, 2* einstellt. In der Tieflage wird außerdem durch

den schrägen Kanal *3* eine Verbindung der Kanäle *4*, *4* herbeigeführt, die vom unteren Zylinderraum *a* ins Freie leiten. Dafür wird in der Zwischenstellung von *g*, zwischen

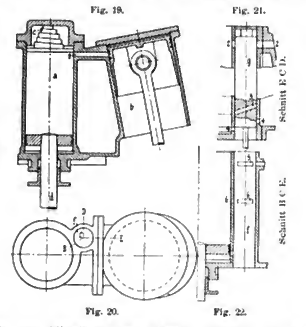


Fig. 19. Fig. 21. Fig. 20. Fig. 22.

Hoch- und Mittellage, der Kanal *5* (Fig. 22) mit dem oberen Luftpumpenzylinder *b* eine Verbindung ins Freie ermöglichen, so daß Preßluft zum Teil nach *a* übertritt und zum Teil ins Freie gestoßen wird. Ebenso wird beim Niedergang des Hammerkolbens *d* die Preßluft aus dem oberen Zylinderraum *a* durch die Kanäle *6*, *6* ins Freie übertreten können, ebenso wie die Luft unter dem Hammerkolben vor dessen Ueberschreiten dieser Oeffnungen *6*, *6* den Ausgang ins Freie gewinnt. Eine stärkere Kompression der unteren Luft wird aber, wie bereits erwähnt, durch die Kanalverbindung *4*, 3, *4* erzielt, welche in der Tiefstellung des Steuerkolbens *g* erreicht wird, wobei auch die Verbindung durch *5* ins Freie besteht.

Je nach der Einstellung des Steuerkolbens *g* verläuft der Hammergang mit voller Kraft der vom Pumpenkolben *b* gelieferten Preßluft und starker Kompression der unter den Hammerkolben abgefangenen Luft, so daß dadurch beim Ansaugen durch *b* der Auftrieb des Hammerkolbens *d* unterstützt und ein Schnellbetrieb ermöglicht wird. In der Zwischenstellung von *g* wird Luft durch *5* aus dem Freien angesaugt und dadurch die Hebewirkung des Hammers ermäßigt, und weil auch Preßluft durch *5* entweicht, auch die Schlagstärke des Hammers abgemindert. In der Tieflage von *g* findet keine Kompression der Luft unter dem Kolben und Ansaugen von Luft aus dem Freien statt, so daß keine Hebekraft auf den Hammerkolben wirksam sein kann. Hiernach wird bei fortlaufendem Luftpumpenbetrieb der Hammer *d* am Amboß liegen bleiben.

(Fortsetzung folgt.)

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im Jahre 1906.

Von **A. Stift**, Wien.

(Fortsetzung von S. 282 d. Bd.)

Die rationellste Konservierung der ausgelaugten Diffusionsschnitzel, deren Menge 35—40 v. H. des verarbeiteten Rübengewichtes beträgt, geschieht durch Trocknen, und hat diese Frage schon seit langem ihre vollkommene technische Lösung gefunden. Die Trocknung erfolgt entweder mittels Feuergase (direkte Trocknung) oder mittels Dampf (indirekte Trocknung). Die spanische Zuckerfabrik Tudela hat vor einigen Jahren die Trocknung der Schnitzel mittels Essengase nach System *Huillard* eingeführt und soll man anfangs mit den Ergebnissen und den sehr dunklen Schnitzeln nicht zufrieden gewesen sein; nähere Mitteilungen fehlen noch. Dasselbe ist mit dem Verfahren von *Gummer* der Fall, welcher seit zwei Kampagnen in einer österreichischen Zuckerfabrik arbeitet. Das Prinzip dieses Verfahrens ist eine kombinierte Feuer- und Dampftrocknung. Die Wärme der Feuergase wird in der Weise ausgenutzt, daß die abgesaugten Gase Blechmäntel passieren, auf welchen sich die Schnitte mechanisch fortbewegen; erhitzt und vorgetrocknet gelangen sie dann in mit Dampf geheizte rotierende Röhren. Nähere Mitteilungen über die erzielten Betriebsdaten, sowie über die Arbeitsweise mit diesem Verfahren fehlen leider noch. Auch über das Verfahren von *Stanzl* und *Losos* ist noch nichts näheres bekannt; man weiß über dasselbe nur so viel, daß die Schnitzel auf Blechmulden getrocknet und hier mechanisch bewegt werden, während die Heizgase sie umströmen. Die Erfinder behaupten, daß das Anlagekapital sehr klein ist, daß die Oefen billig auf jede beliebige Schnitzelmenge gebaut werden können und daß keine Dampfkessel zugebaut zu werden brauchen, da die benötigte mechanische Kraft keine große ist. Trotz dieser verlockenden Versprechungen scheint dieses Verfahren noch keinen Eingang in die Praxis gefunden zu haben.

Die Schnitzeltrocknung hat in Deutschland, wo sie ihren Ausgang genommen hat, bis jetzt auch die größte Verbreitung gefunden. Von ungefähr 370 in der Kampagne 1905/06 arbeitenden Rohzuckerfabriken besaßen 155 Fabriken = 42 v. H. eine Trockenanlage, wobei folgende Systeme in Anwendung standen: *Büttner-Meyer* in 105, *Petry-Hecking* in 25, *Makensen* in 10, *Sperber* (Dampf) in 12 Fabriken und die Systeme von *Schulz*, *Wernicke* und der *Halleschen Maschinenfabrik* in je 1 Fabrik. In der letzten Kampagne hat die Schnitzeltrocknung in Deutschland ganz erheblich weitere Fortschritte gemacht und partizipiert an der Zunahme hauptsächlich das System *Büttner-Meyer*. In den anderen Zucker erzeugenden Staaten Europas hat die Schnitzeltrocknung bis jetzt nur geringen Eingang gefunden. So bedienten sich in der Kampagne 1905/06 in Oesterreich von 187 Rohzuckerfabriken und gemischten Fabriken nur 12 einer Schnitzeltrocknung, in Ungarn hatten von 21 Fabriken immerhin 3 eine Trockenanlage. In Frankreich standen in derselben Zeit bei 301 Fabriken gar nur 2 Trockenanlagen in Betrieb. Rußland, Schweden und Italien trocknen noch nicht und in Spanien dürfte auch nur die früher erwähnte Fabrik eine Trockenanlage besitzen. Die Schnitzeltrocknung ist daher noch einer großen Ausdehnung fähig. Die Gründe, warum außerhalb Deutschlands die Schnitzeltrocknung nur so langsame Fortschritte macht, sind vielseitiger, hauptsächlich wirtschaftlicher Natur, deren Erörterung an vorliegender Stelle nicht Gegenstand des Interesses ist. Zweifel-

los ist aber, daß die Schnitzeltrocknung sich mit der Zeit auch in den noch zurückhaltenden Ländern ausbreiten wird, sobald die Verhältnisse günstig liegen und das jetzt noch vielfach mangelnde Verständnis der Landwirte hierfür wachgerufen sein wird.

Das einzige bis jetzt in der Praxis in Anwendung stehende Dampftrockenverfahren von *Sperber* hat durch den Trockenapparat „Imperial" der *Harzer Werke* zu Rübeland-Zorge, der bis jetzt in 2 deutschen Zuckerfabriken eingeführt worden ist und hier mit gutem Erfolg gearbeitet hat, einen Konkurrenten erhalten. Der Apparat ist an und für sich nicht neu, da er in England zur Trocknung von Brennerei- und Brauereirückständen (Treber und Schlempe) in etwa 60 Anlagen zur größten Zufriedenheit arbeitet. Versuche hatten nun ergeben, daß der Apparat sich auch zur Trocknung von Rübenschnitzeln eignete, so daß dann dessen Einführung und Prüfung in einer Zuckerfabrik erfolgte, wobei der Erfolg ein zufriedenstellender war. Da über diesen Apparat leider in Fachzeitschriften keine Zeichnungen veröffentlicht wurden, so muß ich mich einstweilen begnügen, gestützt auf die Mitteilungen von *Weiß*[1]), den Apparat nur kurz zu skizzieren. Der Apparat ist eine in sich abgeschlossene Maschine, bedarf keinerlei besonderer Fundamente und ist in vorhandenen Räumen von normaler Höhe leicht aufzustellen. Er ist in der Hauptsache aus Gußeisen hergestellt und besteht aus einer feststehenden mit Dampf geheizten Mulde, einem rotierenden Heizröhrenbündel, welches gleichzeitig die Schaufeln zum Bewegen des Materiales trägt, einer die Antriebsscheibe tragenden Welle mit Schlagkreuzen und einer mit Klappen versehenen Abdeckung. Der Apparat zerfällt in einen Vortrockner und einen Fertigtrockner. Das mittels automatischen Antriebes eingebrachte Material fällt in den Vortrockner, dessen Rotationskörper aus 10 weiten gußeisernen Röhren mit Längsrippen besteht. Von hier aus gelangt das Material in den Fertigtrockner, dessen Rotationskörper außer den Gußeisenröhren, wie im Vortrockner, noch aus einem Röhrenbündel von 60 engen Röhren, welche strahlenförmig von der Mitte aus angeordnet sind, gebildet wird. An den Längsrippen der gußeisernen Rohre sind Messingschaufeln mit kleinen Zwischenräumen auf der ganzen Länge angeordnet. Das zu trocknende Material wird nun durch den Rotationskörper herumgewirbelt, kann nirgends Klumpen bilden und kommt mit allen seinen Teilen gleichmäßig mit den Heizflächen in Berührung. Im Fertigtrockner hat das Material schon so viel Wasser verloren, daß es durch die Zwischenräume in dem engen Röhrenbündel hindurchrieselt, dabei die Heizfläche gleichmäßig bedeckt, rasch fertig getrocknet und dann aus dem Apparat herausbefördert wird. Bezüglich der Dampfeinführung in die Rotationskörper und des weiteren Weges im Apparat kann ohne Zeichnung nicht näher eingegangen werden. Nach der Behauptung von *Weiß* ist der Kraftverbrauch für diesen Apparat im Vergleich zu den bekannten Trockenapparaten mit direkten Feuergasen und Dampf geringer, höchstens aber gleich. Die Bedienung erstreckt sich wesentlich nur auf das Oelen der Lager, Abnehmen und Verwiegen der Säcke und gelegentliches Beobachten der Zufuhr. Zwei Apparate „Imperial" können in einem Raum von 7 × 10 m Bodenfläche und 3,75 m Höhe aufgestellt werden.

Müller[2]) ist ein Anhänger der kontinuierlichen Saturation, welche eine Reihe von Vorzügen besitzt, wie: regelmäßigen Betrieb bei gleichmäßiger Alkalität, Verminderung der Bedienung, höhere Reinheit der Säfte, Ersparnis an Tüchern und Regie, Verminderung der Saturateurzahl und Verminderung der unbestimmbaren Zuckerverluste. Zum Gelingen der kontinuierlichen Saturation, wie sie *Müller* seit 10 Jahren ausübt, sind allerdings bestimmte Regeln und Grundbedingungen von großer Wichtigkeit und kommen vornehmlich in Betracht: richtiges Kalken und Erwärmen des Rohsaftes, die Bemessung der Grundfläche des Saturateurs, die Saturations-Rührwerke und das Absüßen der Schlammkuchen. Bei der kontinuierlichen Saturation genügt bei normalem Saftstande von etwa $1^1/_2$ m Höhe und normaler Kalkzugabe zum Diffusionssaft ($2-2^3/_4$ v. H. Kalk) eine Grundfläche von rund 1 qm für je 1000 Meterzentnern Rübenverarbeitung in 24 Stunden. Die Grundfläche kann auf eine beliebige Anzahl Gefäße verteilt werden, doch ist gewöhnlich schon ein Gefäß ausreichend. Der Safteinlauf soll stets dicht am Boden sein. Das Rührwerk des Saturateurs besteht aus einer wagerechten, 5—8 mm starken runden Blechscheibe, deren Durchmesser etwa $^1/_2$ bis $^2/_3$ des kleinsten Saturateurdurchmessers beträgt und welche an der Peripherie mit radialen oder tangentialen Blechschaufeln besetzt ist. Bei Drehung des Rührwerkes entstehen in der rotierenden Flüssigkeit zwei wagerechte Stromwirbelringe übereinander, die durch die Platte begrenzt und auseinander gehalten werden. Beim Eintritt der Kohlensäure, welche durch eigens konstruierte Rückschlagventile erfolgt, entsteht ein mit Gas gefüllter Saftabtrieb in Form eines Rotationskonoides, dessen breite, nach oben gerichtete Basis die volle Fläche der Prellplatte einnimmt. Der Gasüberschuß wird vom Saftstrome an der Peripherie der Platte losgerissen und im unteren Wirbelringe verteilt. Den gleichen Weg nimmt auch die gekalkte Flüssigkeit. Um Schaumbildung zu verhüten, wird durch die obere Hälfte der Saturationsturbine ein zweiter Saftwirbelring hergestellt, dessen Alkalität niedriger als die der gekalkten Flüssigkeit (bei dieser eine Alkalität von 0,2 v. H.) gehalten werden muß. Zur Schonung der Tücher der Filterpressen kann die Alkalität auf 0,05 v. H. heruntersaturiert werden. Zum Auslaugen des Saturationsschlammes empfiehlt *Müller* den Einbau eines kleinen Kalorisators in die Druckleitung der Absüßpumpe, in welchem das Absüßwasser vor dem Eintritt in die Filterpresse über 100 °C erhitzt wird. Die höhere Temperatur bewirkt einen sofortigen Zerfall schwer löslicher Saccharate, das Absüßen der Pressen erfordert weniger Wasser und Zeit und schließlich geht aus den Preßkuchen weniger Kalk in Lösung, was in einem höheren Reinheitsquotient der letzten Absüßabläufe zum Ausdruck kommt.

Durch die mechanische Filtration in den Filterpressen oder Sandfiltern sollen die Rübendicksäfte vorwiegend von solchen Trübungen befreit werden, die bei der Verdampfung infolge Zersetzung von Zucker und Nichtzucker zur Abscheidung kamen. Mit zunehmender Dichte der Rübensäfte steigt jedoch die Zersetzung und die Menge der Zersetzungsprodukte wächst, welche dann durch Verminderung des Wassergehaltes und ihrer dadurch bedingten schwereren Löslichkeit während der Verdampfung aus dem Safte als feste Körper ausfallen. Es ist daher begreiflich, daß die günstigste Filtrationswirkung erst bei Saftdichten erreichbar sein kann, die dem Beginn der Kristallbildung nahe liegen. Der praktischen Durchführung dieser Erkenntnis stellen sich aber im Großbetriebe unüberwindliche Schwierigkeiten entgegen, da bei zunehmender Saftdichte die Leistung der Filterflächen unverhältnismäßig rasch zurückgeht, während die Kosten derart steigen, daß man gezwungen wird, die letzte sorgfältige Filtration des Rübendicksaftes bei einer sehr geringen Dichte vorzunehmen. Beim Verkochen derartiger wasserreicher Filtrate auf Korn entstehen deshalb im Zwischensirup der Füllmassen Trübungen und Niederschläge, welche die Viskosität des

[1]) Die Deutsche Zuckerindustrie, 31. Jahrgang, 1906, S. 348, 817 und 1916.

[2]) Oesterreich-ungarische Zeitschrift für Zuckerindustrie und Landwirtschaft, 35. Jahrgang, 1906, S. 431.

Zwischensirups erhöhen und die spodiumlose Herstellung feinerer Konsumzuckersorten von genügender Reinheit direkt aus Rübensäften vereiteln. *Müller*[3]) hat nun eine Präparationsmethode erdacht, welche eine betriebssichere billige Filtration höchstkonzentrierter Zuckerlösungen über gewöhnliche, mit baumwollenen Tüchern bezogene Schlammfilterpressen gestattet. Dieses Verfahren soll keineswegs die Spodiumfiltration in Raffinerien gänzlich ersetzen; es wird jedoch bei richtiger Anwendung dort den Spodiumverbrauch vermindern und die gegenwärtig noch in manchen gemischten Fabriken übliche Rübensaftfiltration über Spodium vollkommen entbehrlich machen.

Die Präparation erfolgt zweckmäßig in drei Druckreserven von je etwa 50 hl Fassungsraum diskontinuierlich. Als Filtermittel dient ein dicker Brei eines am besten aus Holzschleifmehl und Infusorienerde bestehenden Gemisches (Hyloconchilith genannt), welcher in einem

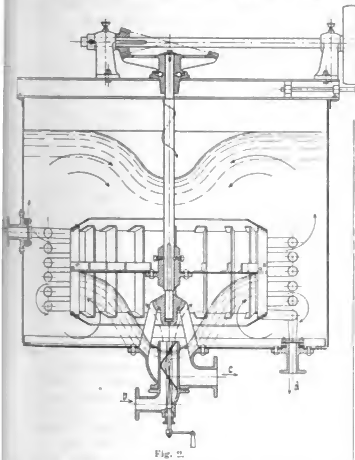


Fig. 2.

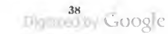
mit einer Dampfschnatter versehenen Behälter mittels Brüdenwasser verrührt und zum Gebrauch stets kochend bereit gehalten wird. Der Zusatz erfolgt, sobald der Inhalt eines Dicksaft-Druckreservoirs auf 100° C erhitzt wurde, wobei man das Präparat 20—30 Minuten lang unter lebhafter Saftzirkulation, hervorgerufen durch Drehung der in den Druckreservoirs eingebauten Turbine mit Prellplatte (Fig. 2) auf die Bestandteile der Zuckerlösung einwirken läßt. Die in der Flüssigkeit suspendierten Kalkabscheidungen, flockige Saccharate und andere schleimige, schwer filtrierbare Körper werden in diesem Stadium der geringsten Saftviskosität von den Flächen des Filtermittels durch Oberflächenattraktion gebunden und für die Filtration über Gewebe unschädlich gemacht. Derart behandelte Zuckerlösungen durchdringen dann mit großer Geschwindigkeit die Filterpressen und hinterlassen poröse Kuchen in den Kammern. Für den glatten Verlauf des Filtrationsprozesses und die Haltbarkeit der Tücher, ist, neben deren Qualität, auch der Kalkgehalt der Säfte von Wichtigkeit, denn je mehr Kalk diese enthalten, desto früher werden die Tücher hart und undurchlässig. Man stellt deshalb die Alkalität der Säfte vor dem Anwärmen durch Saturation mit Kohlensäure auf etwa 0,005 v. H. Kalk ein und benutzt nur besonders geeignete, locker gewebte Baumwollfilterstoffe. Für 1 cbm Dicksaft von etwa 70° Brix und normaler Reinheit genügt anfangs etwa 1 l Filtrierbrei; sobald sich jedoch später eine schwache Schlammschicht auf den Tüchern gebildet hat, reicht bei weiteren Reservoirfüllungen die Hälfte Filtrierbrei vollkommen aus. Saftzirkulation und Gasverteilung werden durch die Saturationsturbine „Intensiv" bewirkt. Bei Drehung des Rührwerkes entsteht ein die Windungen der stählernen Heizschlange mit großer Geschwindigkeit durchdringender Saftstrom, der die mit Rückdampf beheizten Heizflächen blank hält und jede Bräunung des Zuckersaftes sicher verhütet. Der Dampfeintritt *a* ist aus gleichem Grunde unterhalb der Saftoberfläche angeordnet. Sobald durch den zentralen Stutzen *b* von unten her Saturationsgas in den strömenden Saft geleitet wird, entsteht unterhalb der Prellplatte der Turbine ein Saftabtrieb. Das Gas füllt zunächst diesen Raum in der skizzierten Weise aus. Neu hinzukommende Gasmengen verdrängen Teile des längere Zeit im Saftabtriebsraume gehaltenen Gases in Form kleinster Blasen über die Peripherie der Prellplatte hinaus in den strömenden Saft. Die Saturation geht mit Hilfe der Turbinen rasch von statten, da die verhältnismäßig lange Berührungsdauer der Gase mit dem strömenden Saft und deren weitgehende Verteilung eine fast erschöpfende Ausnutzung des wirksamen Gasgehaltes gestattet. Im zentralen Eintrittsstutzen für Gase ist eine mit der Hand drehbare Blechspirale vorgesehen, welche dazu dient, um die Innenflächen des Stutzens von den an dieser Stelle sich bildenden Inkrustationen gelegentlich befreien zu können. *c* dient zum Ablassen von Flüssigkeit und *d* ist der Austritt für das Kondenswasser.

In bezug auf die früher genannten Sandfilter ist bei den hohen Baumwollpreisen der Gedanke aufgetaucht, die Filterpressen eventuell durch Sandfilter zu ersetzen, wozu aber von verschiedenen Seiten[4]) betont wurde, daß sich die Sandfilter nur zur Nachfiltration, also zu Feinfiltration eignen, und es daher verkehrt wäre, die Filterpressen durch Sandfilter ersetzen zu wollen. Günstige Erfahrungen hat die Zuckerfabrik *Guhrau* mit Sandfiltern Patent *Reinecken* gemacht, die zur Filtration des gesamten Dicksaftes, eines Teiles des Sirups und in letzter Zeit auch des Dünnsaftes dienen. Der Erfolg dieser Filtration äußerte sich nach *Reinecken*[5]) darin, daß der Aschengehalt des Zuckers von durchschnittlich 1 v. H. vor der Sandfiltration auf 0,85 v. H. fiel, was einen jährlichen Mehrertrag von etwa 13000 M. ausmachte. Der Sand eines jeden Filters wird am zweckmäßigsten etwa alle 24—48 Stunden einmal gewaschen. Bei einer täglichen Rübenverarbeitung von 800000 kg Rüben ergeben sich etwa 970000 l Dünnsaft, die durch fünf Filter gehen, und etwa 240000 l Dicksaft von 60° Brix, die über dieselbe Anzahl Filter filtriert werden. Die Größe der Sandkörnchen soll zumindestens $0,6—1^1/_2$ mm betragen, da sonst Körnchen in die Verdampfapparate gelangen und hier Unannehmlichkeiten verursachen können. In Zukunft will die Fabrik nur Sand von $1—1^1/_2$ mm Korngröße verwenden, da dies die Größe der Filter erlaubt. Um blanke Filtrate zu erhalten, müssen die Filter natürlich peinlich rein gehalten werden und deshalb so eingerichtet sein, daß man von oben hindurchsehen und darunter leuchten kann.

[3]) Oesterreichisch-ungarische Zeitschrift für Zuckerindustrie und Landwirtschaft 35. Jahrgang, 1906, S. 703.

[4]) Die Deutsche Zuckerindustrie, 31. Jahrgang, 1906, S. 274.

[5]) Ebenda S. 275.



Besondere Kiesfilter für Sirupe hat *Wiesner*[6]) konstruiert, über welche der Sirup in unverdünntem Zustande filtriert werden kann, da eine Anwärmung im Filter selbst möglich ist. Das Filter läuft drei bis vier Wochen, worauf es abgestellt und der Kies im Innern des Filters gewaschen wird. Da das Filter fast ohne Druck arbeitet, so können sich die trübenden Bestandteile ungestört an den Kieskörnern absetzen und die filtrierende Flüssigkeit läuft ganz klar ab. Die Anwärmung geschieht mit Saftdampf aus dem letzten Verdampfkörper von einer Temperatur von mindestens 50 °, und mit dieser Temperatur gelangt auch der Sirup in den Sirupkocher. Ein Filter kann mit Leichtigkeit 250 Meterzentner Sirup in 24 Stunden bewältigen.

(Fortsetzung folgt.)

[6]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen, 30. Jahrgang, 1906, S. 34.

Die Haftfestigkeit zwischen Beton und Eisen im Eisenbetonträger.

Die neueren Forschungen auf dem Gebiete des Eisenbetons beschäftigen sich hauptsächlich mit der Frage der Haftfestigkeit zwischen Beton und Eisen und ihrem Einfluß auf die Bruchfestigkeit des Eisenbetonbalkens. Zur Beurteilung der Größe der Haftfestigkeit und der zu wählenden Haftspannungszahlen sind direkte Druck- und Zugversuche weniger geeignet, als Biegeversuche, welche den tatsächlichen Verhältnissen besser entsprechen. In dieser Erkenntnis haben *v. Emperger* im Anschluß an frühere Versuche in Wien und *Probst* in Zürich Versuche angestellt und ihre Ergebnisse und Folgerungen in Heft V und VI der Forscherarbeiten auf dem Gebiete des Eisenbetons veröffentlicht. Im folgenden sollen diese Arbeiten besprochen werden.

I. *v. Emperger* Dr.-Ing., *Die Abhängigkeit der Bruchlast vom Verbunde und die Mittel zur Erhöhung der Tragfähigkeit von Balken aus Eisenbeton, Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, 1906.*

Im Anschluß an seine in Heft III der Forscherarbeiten veröffentlichten Versuche und die hieraus gezogenen Folgerungen, daß die Haftfestigkeit nicht die Größe habe, welche gemeinhin angenommen wurde (40 kg/qcm), erörtert *v. Emperger* nunmehr die Mittel zur Erhöhung der Tragfähigkeit von Balken aus Eisenbeton, soweit sie eine Sicherung des Verbundes bezwecken, an der Hand einer großen Anzahl eigener Versuche. Der Bruch vieler namentlich junger Eisenbetonträger ist nicht auf die Ueberwindung der Normalspannungen im sogen. Bruchquerschnitte zurückzuführen, sondern vielmehr auf die Lösung des Verbundes zwischen Eisen und Beton am Auflager infolge der großen Scherkräfte am Auflager. Diese Scherkräfte rufen bekanntlich die Haftspannungen am Umfange der Eiseneinlagen und die Betonschubspannungen hervor.

Faßt man des weiteren die Eisenbetonträger als Gewölbe auf mit der Pfeilhöhe gleich dem Abstand des Druckmittelpunktes von dem Schwerpunkte der Eiseneinlage, welche den Horizontalschub aufzunehmen hat, so wirkt diese wie ein Anker, der in den Balkenenden durch das Haftvermögen zwischen Beton und Eisen befestigt ist.

Um nun dieses Haftvermögen oder die Haftfestigkeit einwandfrei festzustellen, sind Biegeversuche derart auszuführen, daß der Bruch notwendigerweise durch Ueberwindung der Haftfestigkeit eintritt. Mit Hilfe tunlichst einfacher Formeln ist dann ihre Größe rechnungsmäßig festzustellen, so daß man imstande ist, die zulässige Haftspannung als Bruchteil der Haftfestigkeit festzustellen, wenn zu ihrer Ermittlung dieselbe Formel benutzt wird. Nach diesen Gesichtspunkten hat *v. Emperger* 27 eigene Versuche mit Plattenbalken gleichen Betonquerschnittes (Platte 50/5 cm, Balken 10/15 cm, Spannweite etwa 2,00 m) und mit verschiedenen Eiseneinlagen durchgeführt. Aus der folgenden Tabelle sind die Abmessungen der Eiseneinlagen, die verwendeten Hilfsmittel zur Sicherung der Haftfestigkeit, sowie die erzielten Bruchbelastungen zu ersehen.

Versuch	Eiseneinlage		Sicherung der Haftfestigkeit	Bruchlast	Alter
	Durchm.	mm		kg	Tage
I	2	20	verschraubt, 8 gerade Bügel Spirale v. *Grimm*	9 090	104
II	2	20	verschraubt, 8 Doppelbügel	10 600	70
A_1	2	20	gerade, ohne Bügel	2 600	108
A_2	2	20	1 grade, 1 abgebogen ohne Bügel	2 000	108
A_3	2	20	gerade, 6 Bügel	7 470	89
A_4	2	20	gerade, ohne Bügel Thacher-Eisen	2 580	108
A_5	2	20	1 gerade, 1 abgebogen ohne Bügel, Thacher-Eisen	2 510	108
A_6	2	20	1 gerade, 1 abgebogen, ohne Bügel, Thacher-Eisen, Spirale	4 000	108
A_7	2	20	gerade, 6 Bügel, Thacher-Eisen	7 810	108
A_8	2	20	gerade, 3 Bügel	5 960	97
A_9	2	20	gerade, 6 Bügel	4 440	97
A_{10}	2	20	gerade, 5 Bügel	7 240	97
A_{11}	2	20	gerade, 7 Bügel	5 330	98
A_{12}	2	20	1 gerade, 1 abgebogen, 3 Bügel	3 970	98
B_1	8	10	gerade, ohne Bügel	4 300	97
B_2	8	10	gerade, 18 Bügel	7 080	97
B_3	8	10	3 gerade, 4 abgebogene, ohne Bügel	5 510	98
B_4	8	10	3 gerade, 4 abgebogen, 4 Bügel	7 240	—
B_4	8	10	2 gerade, 6 abgebogen, 2 Druckstäbe, 4 Bügel	9 010	—
C_1	2	20	gerade, 6 schräge feste Bügel	6 280	97
C_2	2	20	gerade, 8 schräge feste Bügel	9 920	98
C_3	2	20	gerade, 12 schräge feste Bügel	11 000	98
C_4	2	20	gerade, 5 schräge feste Bügel	8 130	98
C_5	2	20	gerade, 5 schräge feste Bügel	9 650	98
C_6	2 1	16 17	2 gerade, 1 abgebogen, 5 schräge feste Bügel	6 900	—
C_7	2 Flacheisen 8 35 mm		gerade, 5 schräge feste Bügel	10-760	—

Auf die einzelnen Versuche kann hier nicht näher eingegangen werden, daher sei das Studium der wichtigen Forscherarbeit dringend empfohlen. Im ganzen läßt sich folgendes sagen. Bei der Anordnung ohne Bügel wurden die kleinsten Bruchlasten erzielt, durch das Einlegen von senkrechten und besonders von schrägen festen Bügeln, welche sich in Einkerbungen der Rundeisen hineinlegen, (Anordnung von *Gieshammer*) wurden die Bruchlasten erheblich gesteigert. Vorteilhaft ist auch die Teilung des Eisenquerschnittes in mehrere kleinere Querschnitte, da der Umfang der Eiseneinlagen hierdurch vergrößert wird. Das Aufbiegen der Eiseneinlagen verändert die Bruchlast nur wenig.

Das wichtigste Ergebnis der *Emperger*schen Versuche ist also, daß die Bruchlast durch Einlegen von Bügeln bedeutend erhöht wird.

Die Bügel unterstützen den Beton in der Aufnahme wagerechter Schubspannungen, und schräg gestellt in der Aufnahme der schiefen Hauptspannungen. Ihre Wirkung ist zu vergleichen mit derjenigen der Zuganker in verdübelten Balken. Ferner wirken die Bügel auf den Betonbalken verschnürend ein, ebenso wie die *Grimm*sche Spirale, so daß sie indirekt die eingelegten Zugeisen festhalten. Die direkte Wirkung ist noch vorteilhafter, wie die Anordnung von *Grieshammer* zeigt, bei welcher die Bügel in Kerben der Rundeisen eingreifen, um dem Rutschen der Eiseneinlagen entgegenzuarbeiten.

v. Emperger betont mit Recht, daß auch die abgebogenen Eisen bei der Berechnung der Haftspannungen mitzurechnen sind, entgegen den amtlichen Bestimmungen, welche nur die geraden Eisen berücksichtigen, da Konstruktionen ohne gerade Einlagen mit nur aufgebogenen Enden sich bewährt haben. Als zulässige Haftspannung schlägt er 4 kg/qcm vor, bei 16 kg/qcm Haftfestigkeit, welche bei Plattenbalken mit glatten Rundeiseneinlagen durch Einlegen von Bügeln und Abbiegen der Eisen zu erreichen ist.

II. *Emil Probst, Ing. Das Zusammenwirken von Beton und Eisen (eine Abhandlung auf Grund von Laboratoriumsversuchen). Verlag von Ernst & Sohn, 1906.*

Die Anschauung, von der der Verfasser bei seinen 16 in der Materialprüfungsanstalt in Zürich angestellten Versuchen ausgeht, ist folgende: „Zwischen Eisen und Beton besteht eine bloß mechanische Verbindung, die bei der Ueberwindung der Zugfestigkeit, also beim ersten Auftreten der Risse gelockert wird. Die Haftung ist aber auf der Strecke, wo die Zugfestigkeit des Betons noch nicht überwunden ist, vorhanden und verhütet den Bruch des Balkens. Die Armierung wirkt an der Rißstelle als Anker und diese Wirkung wird so lange andauern, bis die Zugkraft des Eisens stark genug ist, das Eisen herauszuziehen!

Probst verwirft die Bezeichnung Haftfestigkeit, da das Zusammenwirken von Eisen und Beton ein bloß mechanisches ist; nach seiner Ansicht findet Festklemmen der Armierung durch den beim Erhärten sich zusammenziehenden Beton statt, das je nach verschiedenen Umständen früher oder später aufhört. Er führt für dieses Festklemmen den Begriff der Haftfähigkeit ein und bezeichnet mit Haftkraft den beim Herausziehen des Eisens längs des ganzen Umfanges auf 1 cm Länge wirkenden Widerstand. Das Resultat der Versuche an 16 Probekörpern (rechteckige Betonbalken 15/25 von 1,30 m Spannweite mit verschiedenen Armierungen) ist, daß alle Balken mit dem Aufhören der Haftung zum Bruche kamen.

An der den Bruch herbeiführenden Rißstelle herrscht im Eisen eine Zugkraft Z, welche ein Herausziehen des Eisens auf die Länge c bewirkt, hierbei ist c der Abstand des ersten Zugrisses vom Auflager. Nach obiger Erklärung ist die Haftfähigkeit h bei dem Umfang u der Eiseneinlagen ausgedrückt durch die Gleichung

$$h = \frac{Z}{c \cdot u}.$$

Die von dem Verfasser nach dieser Formel berechneten Haftfähigkeiten schwanken zwischen 11,6 und 20,8 kg/qcm, das Alter der Balken betrug rund 60 Tage.

Die Eigenschaften der Haftfähigkeit zeigen folgende aus den Versuchen gezogenen Schlüsse:

1. Unter sonst gleich bleibender Beschaffenheit der Oberfläche und der Festigkeitsverhältnisse des Eisens wächst die Bruchlast mit der Haftkraft.
2. Die Haftfähigkeit wächst mit der Zunahme des Prozentgehaltes der Armierung.
3. Bei sonst gleichen Verhältnissen ist die Haftfähigkeit bei rauher Oberfläche größer als bei glatter Oberfläche.
4. Bei gleichem Eisenquerschnitt wächst die Haftfähigkeit mit zunehmendem Umfang der Armatur.

Von den untersuchten Balken hatten 15 nur gerade Eisen, bei dem letzten Balken waren die Enden am Auflager rechtwinklig aufgebogen, so daß die Haftfähigkeit nicht rechnungsmäßig ermittelt werden konnte, da die umgebogenen Enden den Widerstand gegen das Herausziehn vermehrten. Es ergab sich durch dies einfache und billige Mittel eine Erhöhung der Bruchlast von 36 v. H. im Vergleich zu einem gleichen Betonbalken mit derselben, aber nur geraden Armierung.

Der Widerstand des Eisens gegen Herausziehen wird also durch die Verankerung mit dem Druckgurt größer. Bei einem Balken wurde das Aufhören der Haftfähigkeit durch Abscherung bewirkt, bei den anderen war die Zugfestigkeit die Ursache des Aufhörens der Haftfähigkeit.

Hieraus ergibt sich der für die Praxis wichtige Schluß, daß der Beton eine möglichst hohe Zugfestigkeit zur Sicherung des Verbundes haben muß.

Auf die einzelnen Versuche kann hier nicht näher eingegangen werden. Den Lesern kann wegen der Ausführlichkeit der Beschreibung der sorgfältig durchgeführten Versuche und wegen der großen Wichtigkeit des Gegenstandes das Studium des kleinen Werkes nur empfohlen werden.

Wir wollen nur kurz noch auf einige Punkte eingehen. Die von *Probst* gewählte Bezeichnungsweise: „Haftfähigkeit" deckt den alten Begriff „Haftfestigkeit", d. i. ein Maß für den Widerstand gegen das Herausziehen des Eisens aus dem Beton, wobei man über die Ursache dieses Widerstandes hinwegsieht, daher ist auch kein Grund vorhanden, den alten eingeführten Namen fallen zu lassen. Es bleibt noch zu prüfen, wieweit die vorgeschlagene Berechnungsweise von der üblichen abweicht, und ob sich etwa zwischen den nach beiden Methoden berechneten Haftfestigkeitszahlen eine Beziehung ableiten läßt.

Probst faßt den Balken gewissermaßen als Gewölbe auf, bei welchem die Zugeisen den Horizontalschub aufnehmen und daher seine Wirkung auf die Auflager aufheben.

Ist M das größte Biegungsmoment, m der Abstand des Druckmittelpunktes von der Eiseneinlage, so ist der Horizontalschub $Z = \frac{M}{m}$, daher ist nach *Probst*: Die Haftfähigkeit h:

$$h = \frac{Z}{u \cdot c} = \frac{M}{m \cdot u \cdot c} \quad \ldots \ldots \quad 1)$$

Ist A der Auflagerdruck, und ist

$$a = \frac{M}{A} \text{ oder } A = \frac{M}{a},$$

so ist die Haftspannung τ_0 am Auflager, berechnet nach den amtlichen Bestimmungen:

$$\tau_0 = \frac{A}{u \cdot m} = \frac{M}{m \cdot u \cdot a}, \quad \ldots \quad 2)$$

daher ist

$$\frac{\tau_0}{h} = \frac{c}{a},$$

für gleichmäßig verteilte Belastung ist:

$$a = \frac{Ql}{\frac{Q}{2}8} = \frac{l}{4} \text{ oder } \frac{\tau_e}{h} = \frac{c}{\frac{l}{4}}.$$

für eine Einzellast P in der Mitte ist:

$$a = \frac{Pl}{\frac{P}{2}4} = \frac{l}{2} \text{ oder } \frac{\tau_e}{h} = \frac{c}{\frac{l}{2}},$$

für zwei Einzellasten P im Abstand a vom Auflager ist:

$$a = \frac{Pa}{P} = a \text{ oder } \frac{\tau_e}{h} = \frac{c}{a}.$$

Für den rißfreien Zustand ist $c = \frac{l}{2}$ einzuführen, dann ergibt sich für gleichmäßig verteilte Belastung:

$$\tau_e = 2h,$$

für Einzellast in der Mitte

$$\tau_e = h.$$

Fäßt man die Haftfähigkeit auf als durchschnittliche Haftspannung (bei gleichmäßig verteilt gedachter Haftkraft auf die ganze Länge c), so entsprechen die Werte τ_e den tatsächlichen Verhältnissen im Balken im Gegensatz zu dem Durchschnittswert h, da das Diagramm der Schubspannungen bei gleichmäßig verteilter Belastung dreieckig, bei einer Einzellast in der Mitte rechteckig ist.

Ist dagegen $c < \frac{l}{2}$ bei rissigem Zustande, so werden bei gleichmäßig verteilter Belastung die rechnungsmäßigen Werte τ_e und h gleich für $c = \frac{l}{4}$, also für den Fall, daß die Länge des in der Zugzone gerissenen Balkenteiles gleich der halben Balkenlänge ist, was in der Regel der Wirklichkeit nahezu entspricht. Bei kleineren Werten von c werden die h-Werte größer als die τ_e. Es ist aber sehr zweifelhaft, ob man dann den Horizontalschub Z an der Stelle des äußersten Risses noch in der vollen Größe einführen darf, auch wenn man den Balken als Gewölbe auffaßt, da ein Teil des Schubes durch die Reibung und Adhäsion des Eisens am Beton selbst im gerissenen Balkenteil noch aufgehoben wird. Der Fall der reinen Belastung durch Einzellasten kommt in der Praxis nicht vor, da innerhalb des Bereiches der zulässigen Inanspruchnahmen das Eigengewicht der Balken nicht vernachlässigt werden darf, es werden daher die aus der Momentengleichung ermittelten a-Werte kleiner ausfallen, so daß auch für diese Fälle die Zugrisse sich auf eine größere Balkenlänge verteilen können, ohne daß die Differenz zwischen den h- und τ_e-Werten erheblich wird.

In den untersuchten Fällen wurde das Biegungsmoment hervorgerufen durch zwei Einzellasten P im Abstand a gleich 50 cm von den Auflagern, daher gilt die Formel:

$$\frac{\tau_e}{h} = \frac{c}{50}.$$

Die berechneten c-Werte sind für 12 zum Vergleich möglichen Fälle 4 mal 57 cm, 4 mal 47 cm, 1 mal 42 cm, 2 mal 37 cm, 1 mal 42 cm, im Durchschnitt also 47 cm. Man erhält also eine so geringe Abweichung der rechnungsmäßigen Werte τ_e und h, daß aus dieser Untersuchung die Notwendigkeit nicht hervorgeht, die Berechnung der Adhäsionsspannungen auf eine andere Grundlage zu stellen als bisher, was im Interesse der Einfachheit und Einheitlichkeit der Rechnung wünschenswert ist. Man müßte sonst für die gegebene Belastung die Betonzugspannungen berechnen und aus diesen auf einen wahrscheinlichen c-Wert schließen, um die Haftfähigkeit der verwendeten Eiseneinlagen im Falle der Rißbildung angeben zu können.

Gleichwohl wird man, wie auch aus diesen Versuchen hervorgeht, der Zugfestigkeit des Betons erhöhte Beachtung schenken müssen, da seine Scher- und Haftfestigkeit mit derselben wächst, besonders weil eine Kontrolle der Zugspannungen durch eine Berechnung des Eisenbetonbalkens mit Einbeziehung der Betonzugzone für Hochbauten nicht vorgeschrieben ist, während sie nach dem Erlaß der Eisenbahndirektion Berlin für Eisenbahnbauten verlangt wird.

Dr.-Ing. *Weiske.*

Elektrischer Vollbahnbetrieb.

Am 27. April hielt der Oberingenieur der *Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft*, Reg.-Baumeister a. D. *Pforr* im Sitzungssaal des Verwaltungsgebäudes der genannten Gesellschaft vor einem geladenen Zuhörerkreis, in welchem auch der Herr Minister der öffentlichen Arbeiten erschienen war, einen Vortrag über den *elektrischen Vollbahnbetrieb.*

Der elektrische Bahnbetrieb, der bisher nur im engeren Stadt- und Vorortverkehr mit seinen kleinen Zuggewichten und den kurzen Zugfolgen wirtschaftliche Erfolge erzielen konnte, sieht sich beim Voll- und Fernbahnverkehr einer wesentlich schwierigeren Aufgabe gegenüber.

Zunächst ist klar, daß die im Straßenbahnbetrieb üblichen niedrigen Gleichstromspannungen von 500—600 Volt schon angesichts der großen von einer Lokomotive im Durchschnitt geforderten Leistungen, die auf Stromstärken von 600—1200 Amp. führen würden, ungenügend sind.

Um die Energieübertragung im elektrischen Fernbahnbetrieb wirtschaftlich zu gestalten, sind Spannungen von mindestens 6000 Volt am Fahrdraht erforderlich. Nun ist es noch nicht gelungen, Gleichstrommaschinen für solche Spannungen betriebssicher zu bauen, so daß bei allen bisherigen Versuchen auf dem Gebiete der Elektrisierung der Fernbahnen vom Gleichstrom von vornherein abgesehen wurde.

Hier treten Wechselstrom und Drehstrom in ihre Rechte. Mit beiden Betriebsarten sind ausgedehnte Versuche angestellt worden, so u. a. mit Drehstrom von der *Studiengesellschaft für elektrische Schnellbahnen.*

Es hat sich bei diesen Versuchen gezeigt, daß den Vorzügen des Drehstromes doch vorwiegende Nachteile gegenüberstehen.

Zunächst gestattet der Drehstrommotor in einfacher Weise keine genügende Geschwindigkeitsregulierung. Schwerwiegender ist schon der weitere Umstand, daß bei Drehstrommotorwagen sich die für den Bahnbetrieb so wichtige Gruppenschaltung (Steuerung mehrerer Wagen von einem Punkt aus) nicht betriebssicher durchführen läßt und schließlich das Haupthindernis der komplizierten Fahrdrahtanlage. Namentlich in den Weichen treten durch die zwei erforderlichen Drähte so große konstruktive Schwierigkeiten hinsichtlich einer genügenden Isolation auf, daß die Lösung dieser Frage bei den Fahrten der *Studiengesellschaft* nicht einmal versucht wurde.

Alle diese Erfahrungen weisen auf den Einphasenwechselstrom. Der Einphasenwechselstrommotor hat sich

langsamer entwickelt, als der Drehstrommotor. Jetzt ist aber unzweifelhaft der Beweis erbracht, daß der Wechselstrom-Reihenmotor dem Gleichstrommotor in bezug auf Geschwindigkeitsregelung in keiner Weise nachsteht und dem Drehstrommotor gegenüber den Vorteil der Gruppenschaltung aufweist, während die Fahrdrahtverhältnisse in keiner Weise Schwierigkeiten bieten.

Die ersten größeren Wechselstromlokomotiven wurden in Nordamerika von der *General Electric Comp.* erbaut. Im Anschluß an die dortigen Erfahrungen hat auch die *Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft* auf Veranlassung der preußischen Staatseisenbahn - Verwaltung auf ihrer Versuchsbahn nach Spindlersfelde ausgedehnte Versuche während zweier Jahre unternommen.

Andere Elektrizitätsfirmen sind der *Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft* gefolgt.

Die Fragen, die bei den Spindlersfelder Versuchen gelöst wurden, bezogen sich u. a. in erster Linie auf die Aufhängung des Fahrdrahtes und auf die menschensichere Durchkonstruktion der Hochspannungsanlage der Lokomotive. Die bei Straßenbahnen übliche direkte Aufhängung des Fahrdrahtes an den Auslegerarmen der Masten wurde verlassen und eine mittelbare Aufhängung mit Hilfe eines oder zweier Tragedrähte gewählt, welch letztere ihrerseits an den Auslegern befestigt sind. So gelang es, dem Fahrdraht eine der geraden Linie sehr ähnliche Gestalt zu geben, indem man ihn in Abständen von 3 m am Tragedraht befestigte, während bei der gewöhnlichen direkten Aufhängung der Fahrdraht aus aneinander gereihten Seilkurvenabschnitten besteht, die in den Aufhängepunkten mit einem Knick aneinander schließen. Jene Maßregel ist bei den großen Fahrgeschwindigkeiten, die sich auf über 100 km/Std. belaufen werden, unerläßlich, soll nicht anders der Stromabnehmer an den Aufhängepunkten unzulässige Schläge auf den Fahrdraht ausüben.

Die Andrückvorrichtung des Stromabnehmers wurde pneumatisch ausgeführt, so daß sie vom Führerstand aus bequem betätigt werden konnte. Gleichzeitig verband man mit der pneumatischen Einrichtung ein Hebelwerk, welches bei angedrücktem Stromabnehmer die *Hochspannungskammer* des Wagens geschlossen hält, so daß der Führer nur bei abgezogenem Bügel, d. h. bei völliger Spannungslosigkeit der Leitungsanlage die Hochspannungskammer betreten kann. Außerhalb der Hochspannungskammer befinden sich aber nur solche Leitungsteile, welche den auf die niedrige Verbrauchsspannung der Motoren herabtransformierten Strom führen.

Unter solchen Vorsichtsmaßregeln gelang es, den Betrieb auf der Spindlersfelder Strecke zwei Jahre lang ohne jeden Unfall durchzuführen.

Seitdem hat sich der Wechselstrom in immer stärkerem Maße das Gebiet des Bahnbetriebes erobert, so daß es jetzt 30 Wechselstrombahnen mit zusammen 1200 km Betriebslänge gibt. Die angewendeten Spannungen gehen bis 15 000 Volt, die Geschwindigkeiten bis 112 km/Std.

Der Vortragende geht nun über zur Frage der Elektrisierung des ganzen preußischen Staatsbahnnetzes.

Als Fahrdrahtspannung werden 6000 Volt gewählt. Diese Spannung wird dem Fahrdraht von *Transformatorwerken* zugeführt, die in Abständen von 40 km längs der Bahnstrecken verteilt sind. In den Transformatorwerken wird der 6000 Voltstrom aus 15000 Voltstrom erzeugt, welch letzterer den Transformatorwerken aus den *Kraftwerken* geliefert wird. Solcher Kraftwerke sind 30 vorhanden, indem man den Wirkungsradius eines Kraftwerkes an 200 km festsetzt. In den Kraftwerken wird der 15000 Volststrom mittels Dampfturbinen erzeugt.

Unter Benutzung der Betriebsergebnisse und der Betriebsstatistik der preußischen Staatsbahnen von 1904 unternimmt dann der Vortragende eine Schätzung der Anlage und Betriebskosten für die geschilderte Anordnung.

Die Schätzungen beruhen in erster Linie auf dem statistisch geführten Nachweis, daß von den 17000 preußischen Staatsbahn-Lokomotiven nur 54 v. H. zu gleicher Zeit im Zugdienst verwendet werden, die übrigen 46 v.H. sind entweder in Reparatur, oder in Betriebsvorbereitung oder in Reserve.

Da nun die elektrische Lokomotive vermöge ihrer Konstruktion weniger Reparaturen erfordert und sie außerdem immer betriebsbereit ist, wird die erforderliche Anzahl an elektrischen Lokomotiven auf 64 v. H. der Dampflokomotiven berechnet. Hiermit ergibt sich ein Anlagekapital für die Beschaffung der elektrischen Lokomotiven von 535 Mill. M. Die Anlagekosten für die Fahrdraht- und Transformator-Werkanlage sind berechnet auf 345 Mill. M, so daß die gesamten Anlagekosten sich auf 880 Mill. M belaufen werden.

Die Betriebskosten werden berechnet unter der Annahme, daß die Eisenbahnverwaltung den 15000 Voltstrom für die Transformatorwerke von Privaten bezieht und daß es diesen möglich sei, die elektrische Energie zu 3,5 Pfg. für die KW-Std. zu liefern. Die weitere Diskussion aller Posten der mit dem Dampfbetrieb verbundenen Betriebskosten führt schließlich zu dem Ergebnis, daß durch Einführung des elektrischen Vollbahnbetriebes eine Betriebskostenersparnis von 47 Mill. M zu erzielen sein wird. Dieser Betrag würde aber hinreichen, das Anlagekapital von 880 Mill. M. mit 5 v. H. zu verzinsen.

Die ganze Schätzung ist sehr vorsichtig durchgeführt; in Wirklichkeit wird das Ergebnis wahrscheinlich günstiger sein. Gar nicht in Anschlag gebracht sind aber die Vorteile, die das Vorhandensein von billiger Energie längs des Bahnnetzes im Gefolge haben wird. Rechnet man ferner den günstigen Einfluß hinzu, den die Erhöhung der Verkehrsgeschwindigkeit auf das gesamte Wirtschaftsleben ausüben wird, zieht man schließlich noch die militärischen Vorteile und die Annehmlichkeit der verminderten Rauchplage in Betracht, so ergibt sich als Gesamtresultat der Wunsch, daß es der preußischen Staatsbahnverwaltung gelingen möge, der Elektrisierung ihres Bahnnetzes in nicht allzu ferner Zeit näher zu treten. Daß die Absichten der Verwaltung diesem Wunsche nicht abgeneigt sind, zeigt das Interesse, welches sie jederzeit an Schnell- und Fernbahnversuchen genommen, und welches neuerdings in dem Projekt einer elektrischen Vollbahn von Altona nach Kiel mit 120—150 km/Std. Geschwindigkeit zum Ausdruck kommt.

Dr. *Hort.*

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Pyrometereichung. (*Holborn* und *Valentiner.*) Vergleich der Thermokraft des *Le Chatelier*-Pyrometers bis zu 1600 ° C mit dem Luftthermometer. Das Gefäß des Luftthermometers bestand aus Platiniridium (20 v. H. Ir.) und war mit reinem Stickstoff gefüllt; es wurde in einem elektrischen Widerstandsofen erhitzt, dessen Heizkörper aus einem Platinzylinder von 0,01 mm Wandstärke und 5,5 mm Durchmesser bestand. Eine Akkumulatorenbatterie von 16 oder 24 Volt Spannung lieferte den Heizstrom; im Dauerzustande lieferten 100, 125 und 135 Amp.

1100, 1450 und 1600°. Die Temperaturschwankungen waren durchschnittlich während zweier Stunden nicht größer als 3°. Da bei hoher Weißglut Platin an der Luft erheblich verstäubt, so mußte das Thermoelement durch eine Röhre aus Quarzglas vor Verunreinigung geschützt werden; außerdem wurde die Verstäubung des Heizrohres dadurch vermindert, daß Stickstoff durch den Ofen geleitet wurde.

Bei 1440° und 1600° wurde die Thermokraft des *Le Chatelier*-Pyrometers kleiner gefunden, als früher durch Extrapolation berechnet war. Der Unterschied beträgt 19° bei 1440° und 48° bei 1600°. Als Fixpunkt wurde der Schmelzpunkt des *Palladiums* nach der Drahtmethode[1]) gemessen und zu 1575° bestimmt. Zwischen 250° und 1100° gilt für das Normalthermoelement, das *Holborn* benutzte, die Formel:

$$E = -310 + 8{,}048\, t + 0{,}00172\, t^2,$$

während zwischen 1100° und 1600° die neue Interpolationsgleichung

$$E = 30600 \log_{10}\left[1{,}3 + \left(\frac{t}{1000}\right)^2\right] - 1590$$

anzuwenden ist.

Das so geeichte Thermoelement wurde nun benutzt, um den Zusammenhang zwischen Strahlung und Temperatur für einen elektrisch geheizten „schwarzen Körper" von neuem zu prüfen. Auf Grund zahlreicher Messungen zwischen 800° und 1500° C ergab sich die Konstante des *Wien*schen Gesetzes[2]):

$$\log \operatorname{nat} \frac{H_2}{H_1} = \frac{c}{\lambda}\left\{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right\}$$

zu 14200 und zwar unabhängig von der Temperatur, wie es die Theorie verlangt; dieser Wert dürfte bis auf 1 v. H. sicher gestellt sein.

Mit Benutzung dieser Zahl wurde durch optische Temperaturmessung der Schmelzpunkt des Platins zu 1789° bestimmt. (Annalen der Physik 1907, S. 1—48.) *A.*

Dampfturbinen.

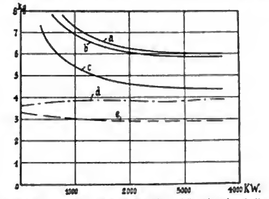
Dampfturbinen. (*Felix Langen.*) An Hand des heute zur Verfügung stehenden Materials wird die wirtschaftliche Stellung beider Maschinenarten beleuchtet; die Aufgabe wird freilich durch die mangelnde Einheitlichkeit in der Angabe der Versuchsresultate erschwert. Es wäre sehr wünschenswert, wenn die Maschinenleistung einheitlich in effektiven Pferdestärken, der Dampfdruck und das Vakuum in absoluten Atmosphären angegeben würden. Der Verfasser geht für den Vergleich beider Maschinenarten auf den thermischen Wirkungsgrad zurück und vergleicht immer nur Maschinen, die unter gleichen Verhältnissen arbeiten. Demgemäß werden die Dampfmaschinen (125 Angaben) und die Dampfturbinen (168 Angaben) in einzeine Gruppen geordnet und nach Maschinen mit Auspuff und Kondensation, mit und ohne Ueberhitzung getrennt. Den Einzylindermaschinen werden die Turbinen mit einer Druckstufe, den Verbundmaschinen solche mit zwei Druckstufen, schließlich den Dreifachexpansionsmaschinen die Vielstufenturbinen gegenübergestellt. Am Schlusse findet sich noch eine Gegenüberstellung der Niederdruckseiten von Mehrfachverbundmaschinen mit Abdampfturbinen.

Der Vergleich der thermodynamischen Wirkungsgrade (Verhältnis der mit 1 kg zugeführtem Dampf erzielten Arbeit zu der theoretisch bei adiabatischer Expansion in der verlustlosen Maschine gewinnbaren Arbeit) ergibt nach dieser Zusammenstellung Folgendes: Die Kolbendampfmaschine ist bei Betrieb mit Auspuff und gesättigtem Dampf der Turbine um 30 v. H. überlegen. Noch günstiger ist das Resultat für die Kolbenmaschine bei überhitztem Dampf; hierbei arbeitet sie um etwa 47 v. H. besser als die Turbine. Die Ueberhitzung verbessert eben in viel höherem Maße den Wirkungsgrad der Kolbenmaschine bei ihrer eigentümlichen absetzenden Arbeitsweise als den der Turbine, bei welcher die Ueberhitzung nicht den innern Wärmeaustausch, sondern die verhältnismäßig geringere Radreibung zu vermindern hat; bei Mehrfachexpansionsmaschinen fällt natürlich der Gewinn durch Ueberhitzung etwas geringer aus; immerhin ist die Dreifachexpansionsmaschine mit Ueberhitzung der Turbine noch um 7—8 v. H. überlegen. Bei Betrieb mit Kondensation und gesättigtem Dampf sind Kolbenmaschine und Turbine annähernd gleichwertig; bei überhitztem Dampf ist die Kolbenmaschine um 3—12 v. H. noch im Vorteil vor der Turbine.

Die besten mit Turbinen erreichten Wirkungsgrade betrugen 74 v. H. (10000 PS *Parsons*-Turbinen der *Wiener Elektrizitätswerke*). So hohe Wirkungsgrade sind indessen nur bei großen Einheiten und mit vielstufigen Turbinen erreichbar; im Mittel betragen sie hier etwa 60 v. H. Zweistufige Druckturbinen erreichen im Mittel 48 v. H., einstufige Turbinen etwa 46 v. H. Unter letzteren weist die *Laval*-Turbine bei Betrieb mit gesättigtem Dampf und Kondensation und bei einer Leistung von 250 PS einen Wirkungsgrad von 62 v. H. auf, den erst eine Verbundmaschine von 400 PS erreicht.

Die Verarbeitung von niedrig gespannten Dampf (Abdampf) erfolgt in allen Fällen in der Turbine günstiger (um etwa 18 v. H.) als in der Kolbenmaschine. Zur Erreichung der besten thermischen Wirkungsgrade wäre also eine Vereinigung von Hochdruckkolbenmaschinen mit elektrisch gekuppelten Niederdruckturbinen von Vorteil. (Zeitschrift f. d. gesamte Turbinenwesen 1907, S. 1—6 u. 27—30.) *M.*

Dampfturbinen. (*Lasche.*) Die *A. E.-G.*-Turbine ist bekanntlich eine Freistrahlturbine mit Druckstufen und mehrfacher Abstufung der Geschwindigkeit in jeder Druckstufe. Für große Leistungen ist die Geschwindigkeitsabstufung nur im Hochdruckteil durchgeführt, während der Niederdruckteil reine Druckstufen besitzt. Große Turbinen der *A. E.-G.* sind im Kraftwerk Moabit der *Berliner Elektrizitätswerke* aufgestellt,



Stündlicher Dampfverbrauch einer 3000 KW-Turbine der A. E. G.
a = f. d. KW-Std. einschl. Kondensation.
b = „ „ ausschl. „
c = f. d. PSe-Std. einschl. Kondensation.
d = f. d. PSi-Std.
e = Dampfverbrauch der verlustlosen Turbine f. d. PS-Std.

Fig. 1.

wo sich schon drei Kolbendampfmaschinen von 1800 KW und drei ebensolche von 3000 KW befanden. In dieser Gegenüberstellung mit gleich starken Kolbendampfmaschinen treten die Vorzüge der Turbine: ihre außerordentliche Einfachheit und ihre geringe Rauminanspruchnahme neben ihrer hohen Dampfökonomie besonders deutlich zutage; z. B. ist jeder der vier Zylinder der 3000 KW-Kolbenmaschinen größer als eine 3000 KW-Turbine allein. Drei Turbinen von je 3000 KW sind in dem genannten Kraftwerk bereits aufgestellt, weitere drei Maschinen mit zusammen 14000 KW Leistung kommen im Laufe dieses Jahres zur Aufstellung. Den Dampfverbrauch einer der 3000 KW-Turbinen bei verschiedenen Belastungen zeigt Fig. 1; die Temperatur des Dampfes betrug im Mittel

[1]) Siehe D. p. J. 1905, Bd. 320, S. 491.

[2]) Es bedeutet λ die Wellenlänge der gemessenen Lichtart, H_1 und H_2 die Helligkeiten bei den absoluten Temperaturen, T_1 und T_2 und c eine Konstante.

300°, der Druck 13,5 at absolut. Zum Vergleich mit der Kolbendampfmaschine ist die elektrische Leistung in PS_i umgerechnet unter Annahme eines Wirkungsgrades der Dynamo von 93 v. H., der Kolbenmaschine von 94 v. H. Der Vergleich mit dem Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine ergibt, daß ihr die Turbine ziemlich nahe kommt. Bei normaler Belastung und 300° Dampftemperatur betrug der Dampfverbrauch der Turbine 5,9 kg für die KW/std, während die gleich großen vorzüglichen Kolbenmaschinen des Moabiter Werkes 6,7 kg für die KW/std unter den günstigsten Bedingungen verbrauchen. (Zeitschrift d. V. d. Ing., 1907, S. 385—388.) *M.*

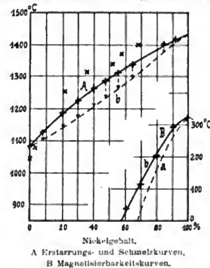
Gießerei.

Die Herstellung gegossener Eisenbahnwagenräder erfolgt in Amerika in besonderen den betreffenden Eisenbahngesellschaften gehörenden Gießereien mit meist rechteckigem oder auch kreisförmigem Grundriß. Während die kreisförmige Anlage von einem Hand- oder Maschinendrehkran bedient wird, besitzt die rechteckige Anlage für jede einzelne der nebeneinander liegenden Formreihen oder Gußböden elektrisch betriebene Laufkrane. Die moderne Gießerei der *Chicago, Milwaukee and St. Paul Railroad Co.* in Milwaukee liefert täglich 600 Räder. Die ganze Anlage ist 100 m lang und einschließlich der durch eine Wand vom Gießereiraum getrennten Ofen- und Maschinenräume 48,6 m breit. Die zwei Kupolöfen sind in der Mitte einer Längsseite angeordnet; sie haben 2,4 m äußeren Durchm., 15 m Höhe und eine Gesamtleistungsfähigkeit von 20 t f. d. Stunde. Jeder Ofen bedient 12 Gußböden, die zu je 24 Formen zeilenförmig quer zur Längsrichtung des Gebäudes liegen. Von den Kupolöfen gehen zwei elektrisch betriebene Wagenzüge mit heißem Metall nach beiden Richtungen zu den der Ofenseite zugekehrten Enden der Gußböden. Jeder Wagenzug umfaßt vier Wagen mit je zwei Gießpfannen. Jede Gießpfanne enthält etwa 450 kg Metall. Die Gießpfannen werden von den elektrisch betriebenen Kranen der einzelnen Gußböden mit Hilfe von großen Tiegelzangen ergriffen und zu den betreffenden Formen hingeführt. Das genügend abgekühlte Rad wird an Zangen mittels des Kranes aus der Form gehoben, von Sand befreit und auf elektrisch betriebenen Wagen, welche an der den Oefen gegenüberliegenden Seite laufen, in die längs der Schmalseiten des Gebäudes angeordneten Glühgruben gebracht, die 1300 Räder fassen können. Hier bleiben die Räder zur langsamen Abkühlung 5—6 Tage. Die fertigen Räder unterliegen sehr strengen Prüfungen. Zulässige Abweichungen in den Abmessungen sind 6 mm für den Umfang oder 1,5 mm im Durchmesser. Die Tiefe des weißen Eisens am Radkranz darf nicht über 1,25—2,5 cm hinausgehen. Zuletzt werden Stichproben dem Schlagbiegeversuch und darauf noch einer Prüfung ihrer Widerstandsfähigkeit gegen Hitze unterworfen. (The Iron Age 1907, S. 1215—1221. The Foundry 1907, S. 375—386.) *Ms.*

Materialienkunde.

Die Metallographie des Gußeisens gibt nach *Sauveur* wichtige Aufschlüsse über den Zusammenhang der Festigkeitseigenschaften des Gußeisens mit seinem Kleingefüge. Im Schliff von grauem Gußeisen mit sehr geringem Gehalt an gebundenem Kohlenstoff (0,1 v. H.) bemerkt man vor dem Aetzen des Schliffes nur die in der gleichförmigen Grundmasse verteilten Graphitkörner. Nach dem Aetzen sieht man indes in der Grundmasse verteilt einzelne dunkle Flecken, die sich bei stärkeren Vergrößerungen als Perlitinseln erweisen. Das Gefüge des grauen Gußeisens besteht danach im wesentlichen aus der Grundmasse von Ferrit, d. i. chemisch reines Eisen, und den in der Grundmasse verteilten Graphitkörnern, und Inseln von Perlit, d. i. ein Gemenge von Ferritkristallen und Cementit- oder Eisenkarbidkristallen. Sieht man von den Graphitkörnern ab, so gleicht das Gefüge des grauen Roheisens ganz dem eines Stahles mit gleich großem Gehalt an gebundenem Kohlenstoff. Die Grundmasse des grauen Roheisens mit 0,1 v. H. gebundenem Kohlenstoff besteht genau so und auch in denselben Mengen aus Ferrit und Perlit, wie ein weiches Eisen von 0,1 v. H. Kohlenstoffgehalt. Erhöht man den Kohlenstoffgehalt des weichen Eisens, so vergrößert man dadurch auch die Festigkeit des Eisens, indem man es stahlähnlicher macht. Dasselbe gilt von dem grauen Roheisen. Ein graues Eisen mit 0,1 v. H. Kohlenstoffgehalt hat bedeutend geringere Festigkeit als ein solches mit 0,5—1 v. H. gebundenem Kohlenstoff, weil in letzterem Falle die Grundmasse des Gußeisens das Gefüge des Stahles angenommen hat. (Foundry 1907, Bd. 29, S. 320—324.) *Ms.*

Kupfer-Nickel-Legierungen. (*Guertler* und *Tammann.*) Aus der Erstarrungs- und Schmelzkurve *A* (Fig. 1) für die Legierungen von Kupfer mit Nickel ergibt sich, daß beide Metalle beim Erstarren eine lückenlose Reihe von Mischkristallen bilden. Diese Mischkristalle sind unmagnetisch, verwandeln sich



Nickelgehalt.
A Erstarrungs- und Schmelzkurven,
B Magnetisierbarkeitskurven,
a magnetisierbar, b nicht magnetisierbar.
Fig. 1.

aber beim Abkühlen in magnetierbare Kristalle. Der Umwandlungspunkt von der unmagnetischen zur magnetisierbaren Form, Kurve *B*, liegt um so tiefer, je größer der Kupfergehalt ist. Reines Nickel hat diesen Umwandlungspunkt bei 320°, die Legierung mit 40 v. H. Kupfer wird schon oberhalb etwa 30° unmagnetisch; Legierungen, die mehr als 60 v. H. Kupfer enthalten, wirken bei Zimmertemperatur nicht mehr auf die Magnetnadel ein. (Zeitschr. f. anorgan. Chemie 1907, Bd. 52, S. 25—29.) *A.*

Pumpen.

Wirkungsgrade von Zentrifugalpumpen. (*Kux.*) Die von *L. Schütt* aus Versuchen an Ventilatoren theoretisch auf Zentrifugalpumpen übertragenen Ergebnisse (vergl. Bd. 322, Heft 10 S. 158) sind durch zahlreiche Versuche an Pumpen von *Gebr. Körting* bestätigt worden. *Kux* dehnt die Betrachtungen im Gegensatz zu *Schütt*, der nur den hydraulischen Wirkungsgrad berücksichtigte, auch auf den Gesamtwirkungsgrad aus und findet auf theoretischem Wege die Beziehung

$$\eta = \frac{Q^2}{a + b\,Q^2}.$$

Darnach müßte der Gesamtwirkungsgrad von einer bestimmten Stelle ab nahezu unverändert bleiben. Die Versuche an den *Körting*schen Pumpen bestätigen indessen die theoretische Gleichung nicht ganz, da die Nutzeffekte zwar anfangs mit der Drehzahl in Uebereinstimmung mit der Gleichung wachsen, dann aber, nachdem für eine bestimmte Drehzahl ein größter Wirkungsgrad erreicht ist, wieder trotz höherer Drehzahl abnehmen, was darauf zurückzuführen ist, daß die Koeffizienten anscheinend von der Umfangsgeschwindigkeit abhängig sind.

Wirkungsgrade von über 75 v. H. sind mit Zentrifugalpumpen nach Ansicht des Verfassers nicht zu erzielen.

Bei Zentrifugalpumpen mit *verzweigter* Rohrleitung wird nach den Widerstands- und Leistungskurven die Fördermenge größer, wenn bei einer Pumpe mit verzweigtem Druckrohr der Schieber nach dem Zweigrohr geöffnet wird; dies ist aber nur der Fall bei Pumpen mit anfänglich steigender Charakteristik.

Schaltet man eine Zentrifugalpumpe parallel mit einer Kolbenpumpe, so fördert nach Abstellen der Kolbenpumpe die Zentrifugalpumpe für sich allein bei gleichbleibender Drehzahl eine größere Wassermenge als vorher, wobei die Antriebsmaschine der Zentrifugalpumpe leicht überlastet werden kann. (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1907, S. 342—344 und Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen 1907, S. 85—87 und S. 102—104.) *K.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Straßenbahnschneepflug. Auf einem zweiachsigen Untergestell von 2,1 m Radstand ruht ein kräftiger Rahmen, der vorn und hinten je eine schräg stehende 3,8 m breite Pflugschaar trägt. Diese reichen bis 50 mm über Schienenoberkante herab, können jedoch nach Bedarf bis 230 mm gehoben werden. Seitlich am Wagen befestigte Bleche können zur weiteren Seitwärtsförderung des Schnees herausgeklappt und ferner Schienenreiniger durch Fußhebel von dem Wageninnern aus in die Rillen gedrückt werden. Der Wagenkasten ist 5,7 m, der ganze Schneepflug 10,5 m lang. Sein Gewicht beträgt ohne Motoren 7,25 t. (Street Railway Journal 1907, Bd. I S. 221.) *Pr.*

Umgießen elektrischer Schienenverbindungen mit Kupfer. Zwei Gießformen, in die die Enden der kupfernen Schienenverbindungen hineinragen, werden an die Schienenstege angelegt und Kupfer in die mit Ueberlauf versehenen Formen eingegossen. (Street Railway Journal 1907. Bd. 1, S. 116.) *Pr.*

Verbrennungsmotoren.

Verbrennungsmotoren auf Seeschiffen. (*A. B. Willitts.*) Bei Verwendung von Verbrennungsmotoren auf Seeschiffen sind die bei der Binnenschiffahrt verwendeten konischen Reibungs- oder Zahnräderwechselgetriebe für die Umsteuerung sowie die Schrauben mit drehbaren Flügeln wegen der großen, für Seeschiffe in Frage kommenden Kräfte nicht brauchbar. Der Motor muß selbst umsteuerbar sein. Eine zweite große Schwierigkeit bildet die Brennstoffrage. Für den Weltverkehr kommt nur die gewöhnliche Steinkohle in Frage, aber trotz vielfacher Vorschläge ist es noch nicht gelungen, einen einfachen Generator mit Reinigungsapparaten zur Erzeugung eines für Maschinenbetrieb brauchbaren Gases herzustellen. Verwendet man Anthrazit, Braunkohle, Rohöl, Gasoline oder dergl. als Brennstoff, so ist das Schiff an bestimmten Häfen gebunden.

Die bedeutende Raum- und Brennstoffersparnis sowie die schnelle Betriebsbereitschaft führen ungeachtet der vielen Schwierigkeiten dennoch zu zahlreichen Versuchen, sowohl in Deutschland und England wie in Amerika. Bis jetzt sind fast nur einfachwirkende Maschinen zur Anwendung gekommen, die doppeltwirkenden Motoren werden aber in der Zukunft wegen der besseren Raumausnutzung den Vorrang erringen.

Der größte bis jetzt zur Ausführung gelangte doppeltwirkende Verbrennungsmotor für Schiffsbetrieb ist eine 500 PS-Maschine der *Standard Motor Construction Company* in Jersey City mit sechs Zylindern. Die zwangläufigen Ventile werden gekühlt. Die Umsteuerung geschieht mittels eines Luftdruckzylinders, so daß nur eine leichte Hebelverstellung notwendig ist. Mittels eines anderen Hebels ist es möglich, alle Einlaßventile der unteren Maschinenseite zu schließen und alle zugehörigen Auslaßventile zu öffnen, wodurch eine Herabsetzung der Leistung auf die Hälfte ohne Verringerung des Nutzeffektes erzielt wird. Ferner kann die vordere Maschinenhälfte leicht vollständig ausgeschaltet werden, so daß nur drei einfach wirkende Zylinder übrig bleiben gleich einem Viertel der vollen Leistung. Beim Anlaufen und Umsteuern arbeiten die unteren Seiten der drei hinteren Zylinder mit Druckluft, während die oberen Seiten sowie die drei vorderen Zylinder auf beiden Seiten immerfort auf Gasoline eingestellt bleiben. Das Anlaufen erfolgt denn auch sehr bequem und sicher. Die Druckluft wird durch einen besonderen kleinen 4 PS-Gasolinemotor erzeugt, der zugleich eine Dynamo für die Beleuchtung und eine Bilgepumpe treibt.

Doppeltwirkende Zweitaktmaschinen für Schiffbetrieb sind von *Messimer & Kennedy* in New York ausgeführt. Ob die einfache Bauart (Fortfall der meisten Ventile, Steuerung durch Schlitze, welche der Kolben schließt und öffnet) dem Nachteil des größeren Brennstoffverbrauchs das Gleichgewicht halten wird, ist höchst fraglich. Die Maschinen arbeiten mit Rohöl und während der ersten Hübe nach dem Anlaufen mit Gasoline.

Seewasser kann für die Zirkulation in den Maschinen nicht gebraucht werden. Bei dem oben beschriebenen 500 PS-Motor ist ein Kielkühler eingerichtet, wobei dieselbe Menge Süßwasser Motor und Kühler immer wieder durchläuft und die Wassertemperatur in letzterem genügend herabgesetzt wird. Man könnte auch einen Röhrenkühler verwenden nach Art eines gewöhnlichen Schiffskondensators. (The practical Engineer 1907, S. 72—74, 108—110, 136—138 und 170—171.) *Ky.*

Bücherschau.

Die Technik der Lastenförderung einst und jetzt. Eine Studie über die Entwicklung der Hebemaschinen und ihren Einfluß auf Wirtschaftsleben und Kulturgeschichte. Von *Kammerer*-Charlottenburg. München und Berlin 1907. R. Oldenbourg.

Nur sehr wenige Ingenieure nehmen ein Interesse an der Geschichte ihres Faches. Das Gewesene wird meist mit einer gewissen Verachtung angesehen, und selten oder nie finden Lehrmeister — seien es nun einzelne Männer oder ganze Völker — die Dankbarkeit, die ihnen gebührt.

Es besteht die Gefahr, daß infolge dieses Mangels an geschichtlichem Sinn der Ingenieur die Richtung verliert und, nach Augenblickserfolgen haschend, vom Wege abkommt. Alle Bestrebungen, die darauf abzielen, das Geschichtsinteresse zu beleben, sind daher mit Freude zu begrüßen.

Prof. *Kammerers* „Studie“ gibt in gefälliger, auch für den Nichtfachmann leicht verständlicher Form eine Darstellung der Entwicklungsgeschichte der Hebemaschinen, eines Faches, das die Kulturaufgabe der Technik, dem Menschen die Sklavenarbeit abzunehmen und ihn zum Herrscher über die Naturkräfte zu machen, besonders klar hervortreten läßt.

Nach einem kurzen allgemeinen Ueberblick bespricht der Verfasser in zeitlicher Reihenfolge die geschichtlich überlieferten Beispiele aus Antike und Mittelalter, in denen manche Formen des Aufbaues moderner Hebe- und Fördermaschinen in den Grundzügen bereits deutlich hervortreten. Dann folgen die Hebemaschinen der Neuzeit, von 1500 bis zur Gegenwart, gegliedert nach Anwendungsgebieten — Bergbau, Hüttenwerke, Hafenanlagen, Werften, Schiffe, Schiffshebewerke. Die verschiedenen, unter dem Einfluß der jeweilig herrschenden Antriebskraft sich herausbildenden Hebezeugtypen werden, auch in ihren modernsten Abarten, ausführlich dargestellt und besprochen. An Beispielen verdeutlicht der Verfasser die Zunahme der Leistung und die damit Hand in Hand gehende Erniedrigung der Kosten für die Einheit der Arbeitsleistung. Endlich wird in einem Rückblick der Zusammenhang zwischen der Geschichte der Hebemaschinen und der technischen, wirtschaftlichen und kulturellen Entwicklung im allgemeinen erörtert.

Das Buch ist gut ausgestattet, leicht lesbar geschrieben und darf sowohl dem Fachmann wie auch, als technisch-kulturgeschichtliche Studie, einem größeren Leserkreis bestens empfohlen werden.

Georg von Hanffstengel, Stuttgart.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 20. **Berlin, 18. Mai 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 61, Buchhändlerhof 2.

Neuerungen in der Papierfabrikation.

Von Professor **Alfred Haussner**, Brünn.

Nach etwa vierjähriger Pause mögen in dieser Zeitschrift im Zusammenhange, dem Laufe der Fabrikation ungefähr folgend, die seitherigen Neuerungen im wesentlichen betrachtet werden. Vorausgeschickt sei, daß etwas geradezu Umstürzendes wohl nicht, doch eine Anzahl von Neuerungen immerhin zu erwähnen ist, welche die bekannte uralte Papiermacherei zu vervollkommnen, vielfach, unbeschadet der Qualität der Papiere, ja bei Verbesserung derselben, zu verbilligen geeignet sind.

I. Rohstoffe.

a) Hadern.

Wenn auch das Streben immer weiter fortschreitet, dieses älteste und auch heute noch meist als bestes bezeichnete Rohmaterial durch andere Stoffe zu ersetzen, so ist doch immerhin jetzt noch der Bedarf an Hadern für die Papierfabrikation ein sehr bedeutender, so bedeutend, daß man ihm nicht aller Orten genügen kann. Insbesonders hörte man Klagen aus Frankreich, wo zeitweise der Bedarf an Hadern nicht zu decken ist. Der Preis stieg infolge der Nachfrage für Hadern um so mehr, weil ganz hervorragend Amerika Hadern in bedeutenden Mengen aufnimmt, trotzdem z. B. Jutelumpen nach jüngst ergangenen Entscheidungen verzollt werden mußten, weil sie im wieder aufgelösten Zustande nicht nur zu Papier, sondern auch zu Gespinnsten verarbeitet werden können.

Das *Sondern, die erste Behandlung der Hadern* nach ihrem Sammeln, ist eigentlich trotz allem noch immer das Schmerzenskind im wahrsten Sinne des Wortes bei der Weiterverwendung der Lumpen. Tunlichstes Fernhalten der fast unvermeidlich von den Hadern mitgeschleppten gesundheitschädlichen Keime, sowie des Staubes ist eben nur bis zu einem gewissen Maße zu erreichen möglich. Es erscheint, trotz gegenteiliger Stimmen, doch wohl noch immer als das angezeigteste, unterhalb der Siebe der bekannten Sortiertische die Luft abzusaugen in Rohre, welche entsprechend zusammengeführt werden, so daß ein einziger Sauger die Luft, mit Staub beladen, an sich ziehen und in eine Staubkammer ausblasen kann. Gewiß ist ein „Zuviel“ auch hierbei zu vermeiden. Wird zu energisch gesaugt, so entsteht allzuviel „Zug“ durch alle Tür- und Fensterritzen, was lästig, ja gesundheitsschädlich werden und den Vorteil zunichte machen kann, daß oberhalb der Siebtische beständig ein Luftstrom gegen unten, also von den Atmungsorganen der Arbeiter abgekehrt, sich einstellt. Falls man geeignete, im allgemeinen hochgelegte Einströmungsöffnungen für die frische Luft, dann Luftbefeuchtungsapparate anbringt, so tragen diese Vorkehrungen zur Verbesserung der Arbeitsverhältnisse in den Hadernsortiersälen wesentlich bei. Ein Vorschlag, welcher darauf ausgeht, die frische Luft einzublasen und nur hierdurch die mit Staub beladene zu verdrängen, scheint für die tatsächliche Ausführung, die tunlichste Verhinderung des Einatmens staubbeladener Luft, kaum angezeigt.

Es ist ohne weiteres klar, daß die Gefahr für die mit den Hadern arbeitenden Menschen dann wesentlich herabgesetzt wird, wenn in geschlossenen und gut ventilierten Räumen mechanisch ausgeklopft wird. Nach dieser Richtung sind ja schon viele Systeme von Stäubern u. dgl. bekannt. Auch das D. R. P. 153 405 von *John Arthur Spurr* geht auf Aehnliches hinaus, wenn die Lösung auch von den bekannten abweicht. *Spurr* fördert durch ein endloses Tuch die rohen Hadern gegen einen Kasten heran, in welchem sich eine Trommel mit Schlagstiften rasch dreht. Diese wirbeln die Hadern herum, wobei sie von dem durch einen Ventilator erzeugten Luftstrom umspült werden, welcher den feineren Staub abführt, während der gröbere Schmutz durch ein zur Schlagtrommel im wesentlichen konzentrisches Sieb abfällt und die Hadern, einigermaßen ausgeklopft, dann auf ein Abführtuch geworfen worden.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 1 und 2. Pollrichs Hadernreinigung.

In der Reinigungs-Vorrichtung von *Pollrich* nach D. R. P. 131 031 werden die Hadern tangential durch Teil *a*, Fig. 1, 2, in einen Siebzylinder *A* eingeblasen, wirbeln, während sie abwärts fallen, um einen zum Sieb *b* konzentrisch gelegten kleineren Zylinder *B*, wobei Staubteile gut durch *b* in einen *b* umschließenden Raum dringen und sich dort ablagern, während die einigermaßen gereinigten Hadern durch den unten ersichtlichen Kegel bei *c* abwärts in Sammelräume gelangen.

Gründlich entfernt *Hassfeld* nach D. R. P. 147 455 den Staub der Lumpen vor dem Sortierten dadurch, daß er die Lumpen wäscht. Er schlägt hierfür einfach ein Wasserrad vor, zwischen dessen Arme Kammern für die zu waschenden Hadern eingerichtet werden, so daß diese unter fortwährendem Wasser-Zu- und Abfluß auch ununterbrochen

herumgewälzt, aneinander gerieben werden und dgl., wodurch tatsächlich weitgehende Entfernung des Schmutzes denkbar ist. Kosten und Abfall mögen aber verhältnismäßig nicht unbedeutend sein.

Für das mit der gründlichen Reinigung der Hadern in enge Beziehung zu setzende *Schneiden* derselben ist kaum etwas Neues anzuführen. *Clemens Severin* schlägt im D. R. P. 112 167 vor, bei drehend arbeitenden Hadernschneidern das sonst festgelegte Messer nicht unveränderlich, sondern drehbar zu lagern und es kräftig abzufedern, damit es bei zu großen oder zu festen Bestandteilen nachgeben kann. *Ferdinand Pitzler* hingegen führt nach D. R. P. 146 020 drehend arbeitende Hadernschneider so aus, daß die geschnittenen Hadern auf ein Tuch fallen, welches sie gegen den Einlauf rückleitet, damit sie dort nachgesehen, zu große Stücke neuerlich dem zu den Schneiden führenden Tuche übergeben, genügend kleine Stücke aber endgültig der weiteren Verarbeitung zugeführt werden können.

b) Ersatzstoffe.

α) Altpapier.

Altpapier mit genügender Ueberlegung und Sorgfalt verarbeitet, kann der Fabrikation erheblichen Nutzen bringen. Die Wahl des Altpapiers für eine besondere Papiersorte muß allerdings dieser entsprechen. Unter solchen Verhältnissen kann durch Wiederauflösen alten Papiers in Apparaten[1]), welche die Fasern sehr, wenn auch unmöglich vollständig schonen, ein ganz brauchbares Zusatzmaterial, sogar für bessere Papiere geliefert werden. Hierher gehört besonders der Ausschuß und Abfall der eigenen Papiermaschine einer Fabrik, sobald er tunlichst unmittelbar von der Papiermaschine weg in den Zerfaserer gebracht wird.

Solcher Ausschuß erhöht sich im Werte, falls er noch feucht wieder in die Fabrikation zurückgeführt wird, also etwa jener Teil des Ausschusses, welcher abfällt, während man das Papier ordnungsmäßig auf der Papiermaschine ins Laufen bringen will.

Schon weniger wertvoll wird das Altpapier, falls es aus dem getrockneten Zustande durch Befeuchten mit kaltem oder warmem Wasser oder sogar durch Kochen für die Wiederauflösung geeigneter gemacht werden muß, um die Zerfaserung auf dem Kollergange, oder in einem der neueren Zerfaserer, etwa von *Wurster* oder *Dietrich*, zu vollziehen.

Am unangenehmsten werden irgendwie gefärbte Altpapiere. In der Pappenfabrikation ist es allerdings oft ausführbar, die Farbstoffe mit in die Pappe zu bringen. Für eigentliche Papiere ist dies jedoch meist untunlich, so daß Einrichtungen vorgesehen werden müssen, um die Farbstoffe herauszubringen. Vor allem gilt dies für Druckerschwärze.

Zum *Entfernen der Druckerschwärze* ist schon seit langer Zeit die Anwendung von Alkalilösungen bekannt, die das Oel der Druckerschwärze lösen, verseifen (vielleicht auch mit dem Harz des Papierleims), so daß nicht allzu schwer ausgewaschen werden kann. Neuestens wird dieses Verfahren empfohlen im Verein mit der Arbeit modernerer Zerfaserer, in die während der Arbeit etwa verdünnte Natronlösung nach Bedarf eingeführt wird.

Letzter Zeit hat das *Knopf*sche Verfahren nach D. R. P. 127 820 viel von sich reden gemacht, anscheinend nicht unberechtigt, weil auch Versuche im Großen, wie in der *Thode*schen Papierfabrik in Hainsberg, zu befriedigenden Ergebnissen geführt haben. Man mischt danach den in Zerfaserern aufgelösten Stoff in Misch- oder Knetmaschinen mit Seifenwasser oder Seifenemulsionen, in welche Schmutz- und Farbteile übergehen, so daß sie ausgewaschen werden können.

Auf etwas Aehnliches kommt schließlich auch das Verfahren von *Meixell* und *Holl* nach amerikan. Patent 748 968 hinaus, während *Franklin* nach amerikan. Patent 685 593 nur durch Waschen zum Ziele zu kommen strebt, ob mit Erfolg, mag wohl bezweifelt werden.

Unter den *Zerfaserungs-Einrichtungen mechanischer Natur*, welche für Altpapier gebraucht werden, arbeitet der Holländer mit verschiedenartiger Messerung, wofür insbesonders die neuerer Zeit vorgeschlagene von *Burke* nach amerikan. Patent 753 540 mit halbkreisförmig ausgenommenen Walzenmessern und entsprechenden Erhöhungen am Grundwerk erwähnt werden mag, am gründlichsten, aber unter geringster Schonung der Fasern. Weniger werden diese beim Kollern, am bescheidensten bei den in früheren Berichten beschriebenen knetend arbeitenden Zerfaserern angegriffen. Diese werden infolge ihrer ruhigen Wirkung mit Recht bevorzugt. Neuerungen ausgiebigerer Natur sind dabei nicht zu verzeichnen. *Dietrich* verlegt nach D. R. P. 140 804 den Einlauf vom Mantel an die eine Stirnfläche, wodurch verbesserte Leistung und Kraftersparnis zu erreichen sei. *Wurster* gibt seinen neuen Knetmaschinen nach D. R. P. 148 487 einen am Einwurf erweiterten Trog, läßt dort die miteinander arbeitenden Knetflügel ineinander greifen und dann aneinander vorübergehen, wodurch festere Bestandteile, auch Schnüre, zerrissen werden und im weiteren dann nicht mehr lästig und schädlich werden können.

β) Holzschliff.

Nach wie vor steht dieser als der hauptsächlichste Ersatz für Hadern obenan zur Herstellung für die Hauptmasse der gewöhnlichen, vergänglicheren Papiere, und diese bilden eben auch absolut die größte Menge des überhaupt hergestellten Papiers. Durch den außerordentlichen Verbrauch an Holz für Schleifzwecke ist der Holzschliff zu einem sehr Einfluß nehmenden Faktor für die Waldwirtschaft geworden. Brauchen doch die etwa 600 Holzschleifereien Deutschlands rund eine Million Festmeter Holz. Schränken wir uns auf ein etwas kleineres Gebiet ein, so kann für Sachsen rund eine halbe Million Festmeter als Bedarf für die dortigen 260 Schleifereien angenommen werden, was etwa 55 v. H. des jährlichen Verschlages der sächsischen Staatswaldungen ausmacht. Da ist es wohl begreiflich, daß nur eine rationelle Waldwirtschaft diesem Bedarf, sowie den Anforderungen, welche andere Holzverbraucher stellen, mit Aussicht auf Erfolg gerecht werden kann. Die planlose, wilde Abholzung, wie sie in den Vereinigten Staaten Nordamerikas bis vor kurzer Zeit fast allgemein gehandhabt wurde, hat dort schon jetzt zu ernsten Unannehmlichkeiten geführt, denen ohne die Zuhilfenahme der riesigen kanadischen Waldbestände gar nicht begegnet werden könnte, so daß ohne diese Hilfsquelle die nordamerikanische Papierindustrie schweren Krisen nicht zu entgehen vermöchte. Bezeichnend sind nach dieser Richtung Ausfuhrzölle auf Holz auf kanadischer Seite, Zölle auf Papier andererseits von Seite der Vereinigten Staaten. Hierzu tritt dann die Spekulation, welche sich auch des Holzschliffs bemächtigt und teilweise recht unleidliche Verhältnisse schafft im Verein mit Hindernissen in der Produktion selbst, welche vielfach von der Anwendbarkeit von Wasserkräften abhängt, die selbst unter wechselnden klimatischen Verhältnissen wechselnde Stärken ergeben.

Gewiß kann unter günstigen Umständen auch Dampfschleiferei mit Erfolg betrieben werden. In vielen Fällen ist man jedoch auf die gegenseitige Nähe der Gewinnungsstätte für das Rohholz und der Schleiferei, also auf

[1]) Vergl. D. p. J. 1902, Bd. 317 S. 718 und vorangegangene Berichte.

waldige und auch häufig wasserreiche Gegend, damit aber auch auf die dort in der Regel leicht zu habende Wasserkraft bedacht, um durch Kürze in der Zustreifung[2]) die Kosten des Rohholzes für die Schleiferei herabzumindern. Nachdem doch der Schleifer an sich unter sonst ähnlichen Umständen allerorten ziemlich gleich teuer einzuschätzen ist, spielen neben den Arbeitslöhnen vor allem die Kosten des Rohmaterials eine nicht unmerkliche Rolle. Wenn z. B. in Ostnorwegen das für eine Tonne Schliff (trocken gedacht) notwendige Holz mit 25—30 M., in Kanada aber nur mit 13,5—22 M. zu veranschlagen ist, so ist dies für die Gestehungskosten gewiß schon von Wichtigkeit, und macht im Verein mit den Lohn- und Transportverhältnissen das Ringen im Wettbewerb da schwerer, dort leichter. Daß hierzu auch noch in der Regel die Zollpolitik der Einzelstaaten Einfluß nimmt, ist fast selbstverständlich, wenn auch für den rohen Schliff (und auch Zellstoff) häufig geringere Zolltarife bestehen, was begreiflicherweise nach Tunlichkeit ausgenützt wird. Gegen Mißbräuche besteht bekanntlich die Bestimmung, daß solches pappenartiges Material von eigentlicher Pappe unzweifelhaft sich unterscheiden muß, weshalb reiche Lochung vorgeschrieben ist. Hierfür schlägt neuestens *Lindberg* in Gothenburg nach D. R. P. 126 266 das Lochen auf der Formatwalze durch die Einwirkung von Luft oder Wasserstrahlen vor. Die Abfälle werden von einem Filz mitgenommen und abgestreift.

Wenn früher gesagt worden ist, daß der Schleifer an sich allerorten gleich hoch einzuschätzen sei, so ist selbstredend nur das gemeint, daß eben etwas wirklich Gutes sich bald verbreitet und solcherart naturgemäß ähnliche Vollkommenheit in den Konstruktionen sich, durch den Wettbewerb erzwungen, bald an den verschiedensten, oft weit abliegenden Orten einstellt. Selbstredend ist es aber, daß trotz der weitgehenden Durchbildung, welche auch die Schleifer, die Défibreure, bisher erfahren haben, Verbesserungen nach manchen Richtungen immer wieder gesucht werden.

Was den unmittelbar schleifenden Teil, den *Stein der Holzschleifer* anlangt, so ist es bekannt, daß verläßliche Steine nicht allzu häufig vorkommen, daß man immer darauf gefaßt sein muß, im Innern, in das man eben nicht gut hineinsehen kann, Hohlräume zu haben. Gegenüber solchen vollständig im Ganzen gewachsenen Steinen haben die aus einzelnen Teilen zusammengesetzten insofern mehr Vertrauenswürdigkeit, als man kleinere Teile leichter hinsichtlich unganzer Stellen zu untersuchen vermag. Nach dieser Richtung sind bereits manche Anordnungen bekannt, welche darauf hinausgehen, einzelne Steinteile in solider Verbindung zu einem großen Stein zusammenzusetzen, oder in einen Grundkörper andere scharfe, schleifend wirkende Teile einzusetzen. Im D. R. P. 128 092 gibt *Paul W. Meyer* in Siegmar einen neuen Vorschlag, wonach Steinring-Segmente mit Hilfe fester eiserner Armkreuze, sowie solider Verschraubung der schwalbenschwanzartigen Verbindung zwischen Stein und Armkreuz zu einem zylindrischen Steine für die Erzeugung von Holzschliff gestaltet werden.

[2]) Allerdings kann da auch manches durch geschickte *mechanische Förderung des Holzes* erreicht werden. So finden sich z. B. lange Förderketten in amerikanischen Schleifereien zwischen diesen und den Holzplätzen u. a. m.

Dr. *Klimsch* in Wien will nach D. R. P. 136 820 den Schleifstein für Holzschliff mit eigentümlichen Einsatzwerkzeugen ausstatten, welche mit ring- oder schraubenförmigen, in der Umdrehungsrichtung des Steines verlaufenden Rillen versehen sind, wobei aber diese unmittelbar schleifend wirkenden Werkzeuge auch noch mit einer Schraubenstellung versehen werden, um ihre Wirkung tunlichst bequem regeln zu können.

Wilhelm Unger in Eibenstock versucht nach D. R. P. 129 159 einen zylindrischen Stein mit schleifender Mantelfläche dadurch geeigneter zu machen, daß er ihn mit nach Schraubenlinien verlaufenden Nuten versieht, welche aber paarweise entgegengesetzt geneigt sind, so daß sie keilartig gegen einander laufen. Dadurch soll vermieden werden, daß die zu schleifenden Holzstücke sich nach einer Seite schieben und zusammendrängen und so empfindliche und gefährliche Ungleichmäßigkeiten und Störungen hervorrufen. Auch die *Schärfrollen für die Steine*, um die schleifende Fläche von neuem angriffsfähig zu machen, wenn sie durch die Arbeit wirkungslos geworden ist, werden nach dem Vorschlag von *Chr. Elsenhans* in Gernsbach (D. R. P. 138 202) aus Ringsegmenten zusammengesetzt, welche durch schwalbenschwanzartige Verbindung und Verschraubung die schärfende Mantelfläche ergeben. Die Herstellung einer solchen Rolle ist billiger und sicherer als die der Schärfrollen im Ganzen, weil bei diesen, die ja sehr hart hergestellt werden müssen, auf viel Ausschuß zu rechnen ist, während die Erzeugung der kleineren Ringsegmente weitaus weniger Schwierigkeiten verursacht.

Der Vorschlag von *J. W. Hoover* (amerikan. Patent 714 182), nach dem an Stelle schleifend wirkender Organe eine eigentümliche Gruppierung von den bekannten Taumelsägen (schief gegen die Achse gerichteten Sägeblättern), auf ein und derselben Achse aufgekeilt, aber durch keilförmige Ringe getrennt, treten soll, scheint dem Berichterstatter für die Erzeugung von Holzschliff nichts zu versprechen.

(Fortsetzung folgt.)

Der Spannungszustand einfach geschlungener Drahtseile.

Von Dipl.-Ing. **Friedrich Berg**, Ueberau bei Darmstadt.

(Schluß von S. 292 d. Bd.)

A. *Gleichgewichtsbedingungen für die an einem Drahtelement wirkenden* **inneren** *Kräfte und Kräftepaare.*

a) *Die drei Gleichgewichtsbedingungen für die* **Kräfte** *am Drahtelement.*

Das Gleichgewichtssystem der inneren Kräfte an ds (abgesehen von den Kräftepaaren) besteht aus:

den Normalkräften K,
den Schubkräften S und T und
den Pressungen pds.

Als Bezugsachsen für die Aufstellung der Kräftegleichungen wähle man ein Achsenkreuz mit dem Schwerpunkt C des Drahtelementes als Ursprung.

Die Achsenrichtungen seien ebenfalls durch Tangente, Normale und Binormale der Schraubenlinie in C gegeben. Die Projektion sämtlicher Kräfte des Schraubenelementes in Richtung der Normalen auf die rektifizierende Ebene im Punkte C (s. Fig. 6) ergibt die Gleichgewichtsbedingungen:

1. in Richtung der Tangente:

$$K = K \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

2. in Richtung der Binormalen:

$$S = S \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Die Pressungen *pds* liefern in beiden Richtungen keine Beiträge.

Zur Ermittlung der Gleichgewichtsbedingung

3. in Richtung der Hauptnormale

werden zunächst die Kräfte K, $p \,.\, ds$ und T in Richtung

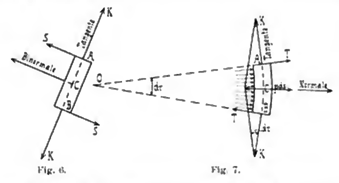


Fig. 6. Fig. 7.

der Binormalen auf die Schmiegungsebene des Punktes C projiziert (s. Fig. 7) und dann ihre Komponenten in radialer Richtung zu $-K \,.\, d\tau$ und $+p \,.\, ds$ ermittelt; T liefert keine Beiträge.

Dann werden die Kräfte S zweckmäßig zunächst in Richtung der Tangente auf die Normalebene des Punktes C (s. Fig. 8) projiziert und dann die radiale Komponente zu $+S \,.\, d\vartheta$ bestimmt.

Fig. 8.

Die Gleichgewichtsbedingung in Richtung der Hauptnormale lautet daher:

$$p \,.\, ds - K \,.\, d\tau + S \,.\, d\vartheta = 0.$$

Mit Rücksicht auf die Beziehungen:

$$\frac{d\tau}{ds} = \frac{1}{\rho_1} \text{ und } \frac{d\vartheta}{ds} = \frac{1}{\rho_2}$$

geht die letzte Kräftegleichung über in

$$\frac{p \,.\, r}{\sin w} = K \,.\, \sin w - S \cos w \quad . \quad . \quad 3)$$

b) *Die drei Gleichgewichtsbedingungen für die* ***Kräftepaare*** *am Drahtelement.*

Zur Vereinfachung der Darstellung werden für die Kräftepaare (der Ursprung liegt wieder in C) drei andere Achsenrichtungen gewählt, und zwar soll die erste gegeben sein durch eine durch den Schwerpunkt C gelegte wagerechte Gerade der rektifizierenden Ebene, die zweite durch eine Parallele zur Seilachse, die dritte durch den Radius in C.

4. Zur Untersuchung des Kräftepaargleichgewichts bezüglich der ersten Achse setze man zunächst die beiden M_τ zusammen. Sie liefern ein resultierendes Kräftepaar in der negativen Richtung des Radius (vergl. die Zusammensetzung der Kräfte K unter 3), also keinen Beitrag für die erste Achse. Dasselbe gilt für die beiden $M\beta$. Dagegen liefern die beiden wagerechten M_γ ein resultierendes Kräftepaar $M_\gamma \,.\, d\varphi$ gerade in Richtung der ersten Achse (Fig. 9). Sucht man die durch die Einzelkräfte T bedingten Kräftepaare auf, so findet man bezügl. der wagerechten Achse für T das Kräftepaar $T \,.\, ds \,.\, \cos w$; die K, S und *pds* ergeben den Wert Null. Man hat also als Gleichgewichtsbedingung:

$$M_\gamma \,.\, d\varphi - T \,.\, ds \,.\, \cos w = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

5. An Hand der Fig. 10 werde die Kräftepaargleichung für die Richtung der Seilachse ermittelt.

Die Figur stellt eine Projektion sämtlicher Einzelkräfte in eine wagerechte Ebene dar. Als Bezugsachse selbst ist eine durch den Schnittpunkt D der Kräfte KK gehende Parallele zur Zylinderachse gewählt. Man erkennt, daß von den Einzelkräften nur die T ein Kräftepaar — und zwar, wenn dt den bezügl. Hebelarm bedeutet — den Beitrag $2 \,.\, T \,.\, dt$ liefern. Dagegen geben bezügl. D die Kräfte K', S' und *pds* den Wert Null. Ebenso liefern die sechs Kräftepaare der M_τ, $M\beta$ und M_γ *keine* Komponente in Richtung der Seilachse.

Man hat also die Gleichgewichtsbedingung:

$$2\, T \,.\, dt = 0, \text{ oder}$$

$$T = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

Das heißt: *In Richtung des Radius tritt im Drahtquerschnitt keine Schubkraft auf, oder die am Drahtquerschnitt wirkende innere Kraft R (s. Fig. 2) liegt in der rektifizierenden Ebene.* Mit $T = 0$ folgt aus Gleichung 4 sofort auch $M_\gamma \,.\, d\varphi = 0$ oder $M_\gamma = 0$. In Richtung der

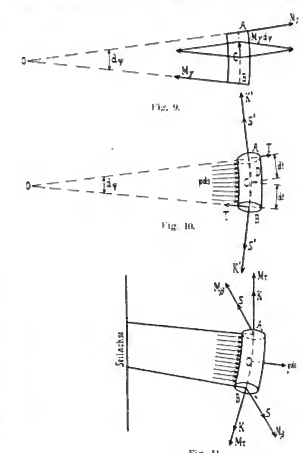


Fig. 9. Fig. 10. Fig. 11.

Hauptnormalen tritt somit auch keine Kräftepaarkomponente auf, so daß der Satz gilt: *Die Achse des resultierenden Kräftepaares (s. Fig. 2) im Draht steht senkrecht auf der Hauptnormalen, liegt daher ebenfalls in der rektifizierenden Ebene.*

6. Aufstellung der Kräftepaargleichung für den Radius des Punktes C.

In Fig. 11 ist das Drahtelement mit den an ihm wirkenden Kräften K, S, $p \,.\, ds$ und Kräftepaaren M_τ, $M\beta$ perspektivisch dargestellt.

Die Kräftepaare M_τ lassen sich zu einer Strecke $M_\tau \,.\, d\tau$ zusammensetzen, die in die negative radiale Richtung fällt. Die Vereinigung der Kräftepaare $M\beta$ liefert für die positive, radiale Richtung $M\beta \,.\, d\vartheta$. Die Schubkräfte S liefern in bezug auf den Radius ein Moment $S \,.\, ds$, dessen Strecke in die negative radiale Richtung fällt. Das Kräftepaar der Pressungen wird unendlich klein zweiter Ordnung, kommt also gegenüber denen erster Ordnung nicht in Betracht.

Man erhält also

$$- S \,.\, ds - M_\tau \,.\, d_\tau + M\beta \,.\, d\vartheta = 0.$$

Unter Beachtung der oben aufgeführten Beziehungen zwischen d_τ, ds, ρ_1 und $d\vartheta, ds, \rho_2$ geht die Gleichung über in:

$$-\frac{S \,.\, r}{\sin w} - M_\tau \,.\, \sin w + M\beta \,.\, \cos w = 0 \quad . \quad 6)$$

B. *Gleichgewichtsbedingungen für die an einem Seilendstück wirkenden* **äusseren** *und* **inneren** *Kräfte und Kräftepaare.*

7. Das Gleichgewicht zwischen sämtlichen, in Fig. 12 wiedergegebenen, *inneren und äußeren Kräften* zweier radial einander gegenüberliegenden Drahtendstücke liefert in lotrechter Richtung:

$$2\,Q = 2\,(K \cos w + S \sin w) \text{ oder}$$

$$Q = K \cos w + S \sin w \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

Die Pressungen p heben sich gegenseitig auf. Weitere Kräftegleichungen lassen sich für Fig. 12, in die die Kräftepaare nicht eingezeichnet sind, nicht aufstellen.

8. Die Gleichgewichtsbedingung der *Kräftepaare* für die lotrechte Richtung soll entsprechend aus Fig. 13 abgeleitet werden, in der das gesamte *innere* Kraftsystem

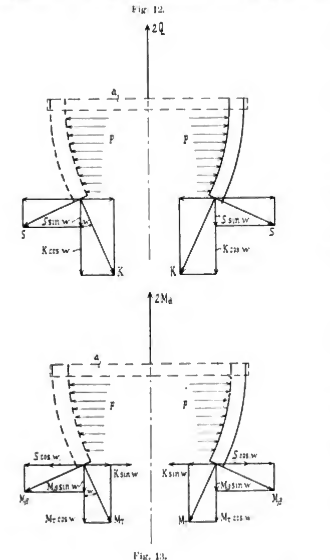


Fig. 13.

mit Ausnahme von p in den bezüglichen rektifizierenden Ebenen liegend zu denken ist. Die lotrechten Kräfte sind weggelassen, da sie bei dieser Gleichgewichtsbedingung ohne Einfluß sind.

Man erhält so die Gleichung:

$$2\,M_d + 2\,(- M_\tau \cos w - M\beta \sin w + K r \sin w - S r \cos w) = 0$$

oder

$$M_d = M_\tau \cos w + M\beta \sin w - K r \sin w + S r \cos w \,.\,.\,.\, 8)$$

Weitere Kräftepaargleichungen lassen sich aus Fig. 13 nicht aufstellen.

Ueberhaupt gelingt es nicht, mittels der Lehren der Statik weitere voneinander unabhängige Beziehungen anzugeben. Da von den gewonnenen acht Gleichungen zwei nichts aussagen und die Gleichungen 4 und 5 $M_\gamma = 0$ und $T = 0$ liefern, verbleiben bei gegebenem Q und M_d vier Gleichungen mit den fünf Unbekannten:

$$p,\; K,\; S,$$
$$M_\tau,\; M\beta.$$

Das Problem der Spannungsermittlung unseres Spiraldrahtseiles mit Hanfeinlage ist daher einfach statisch unbestimmt; die Lösung ist mit Hilfe der Statik allein nicht möglich. Erst durch Einbeziehung der Formänderung der

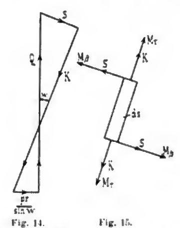


Fig. 14. Fig. 15.

Drähte in die Rechnung können weitere Gleichungen gewonnen werden.

Der Uebersichtlichkeit wegen sollen einstweilen die Pressungen p als bekannt angesehen werden. Alsdann lassen sich die noch verbleibenden vier Unbekannten

$$K,\; S,$$
$$M_\tau,\; M\beta,$$

aus den Gleichungen 3, 6, 7 und 8 berechnen, die im Folgenden in anderer Ordnung und in anderer Reihenfolge wiederholt sind:

$$K \cos w + S \sin w = Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

$$K \sin w - S \cos w = \frac{p\,r}{\sin w} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

$$\frac{S \,.\, r}{\sin w} + M_\tau \sin w - M\beta \cos w = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

$$- K r \sin w + S r \cos w + M_\tau \cos w + M\beta \sin w = M_d \quad 8)$$

Man erhält aus ihnen die vier Gleichungen:

$$K = Q \cos w + p\,r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

$$S = Q \sin w - p\,r \operatorname{ctg} w \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

$$M\beta = Q \,.\, r \,.\, \cos w + M_d \sin w - p\,r^2 (\operatorname{ctg}^2 w - 1) \quad . \quad 11)$$

$$M_\tau = - Q\,r \sin w + M_d \cos w + 2\,p\,r^2 \operatorname{ctg} w \quad . \quad . \quad . \quad 12)$$

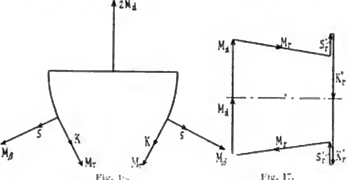


Fig. 16. Fig. 17.

Die Gleichungen 7, 6, 3, 8 gestatten eine einfache, geometrische Darstellung. So lassen sich aus der Fig. 14, die das Krafteck zu Fig. 12 darstellt, ohne weiteres die Gleichungen 7 und 3 ablesen. Gleichung 6 findet ihren geometrischen Ausdruck in Fig. 15, und Gleichung 8 folgt ohne weiteres aus Fig. 16. Auch läßt sich das Kräftepaarpolygon zu Gleichung 8 leicht aufstellen und ist in Fig. 17 angegeben. In der Fig. 17 ist K' gesetzt für $K \sin w$ und S' für $S \cos w$.

VII. Der innere Spannungszustand eines unbelasteten Spiraldrahtseiles.

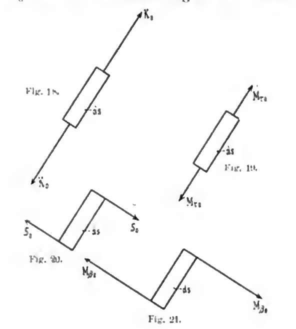
Bei Herstellung des Seiles auf der Flechtmaschine wird man im allgemeinen einen möglichst spannungslosen Zustand der Drähte anstreben, insbesondere werden nennenswerte Torsionsspannungen durch die im Abschnitt III besprochenen Relativbewegungen der Spulen vermieden werden. Trotzdem wird es bei den scharfen Umbiegungen der Drähte in der Maschine nicht möglich sein, das Seil spannungslos zu gestalten. Wir sind nun auf Grund der Ergebnisse des Abschnittes VI in der Lage, über den inneren Spannungszustand eines unbelasteten Spiraldrahtseiles Aussagen zu machen. Denn setzt man in den Gleichungen 9 – 12

$$Q = 0 \text{ und } M_d = 0$$

so erhält man:

$$K_0 = p_0 \cdot r$$
$$S_0 = -p_0 \cdot r \cdot \operatorname{ctg} w$$
$$M\beta_0 = -p_0 r^2 \cdot (\operatorname{ctg}^2 w - 1)$$
$$M\tau_0 = 2 p_0 \cdot r^2 \cdot \operatorname{ctg} w.$$

Der Richtung nach sind die durch die vorstehenden Gleichungen angegebenen Kräfte und Kräftepaare in den Fig. 18—21 an einem Drahtelement dargestellt. Die K_0 und $M\tau_0$ fallen in Uebereinstimmung mit den früheren Vereinbarungen über die Kräftezerlegung in die positiven Richtungen; die S_0 und $M\beta_0$ dagegen in die negativen.



Wenn die Kräfte K_0 und S_0 und die Kräftepaare $M\beta_0$ und $M\tau_0$ ersetzt werden bezw. durch die entsprechenden Spannungen σ_{0z}, τ_{0s}, σ_{0b} und τ_{0d}, so gehen die Gleichungen über in:

$$\sigma_{0z} = \frac{r \cdot p_0}{\Omega}$$

$$\tau_{0s} = -\operatorname{ctg} w \cdot \frac{r \cdot p_0}{\Omega}$$

$$\sigma_{0b} = -8 (\operatorname{ctg}^2 w - 1) \frac{r}{\delta} \cdot \frac{r \cdot p_0}{\Omega}$$

$$\tau_{0d} = 8 \operatorname{ctg} w \frac{r}{\delta} \cdot \frac{r \cdot p_0}{\Omega},$$

wobei

$$\Omega = \frac{\delta^2 \pi}{4}$$

den Drahtquerschnitt bedeutet.

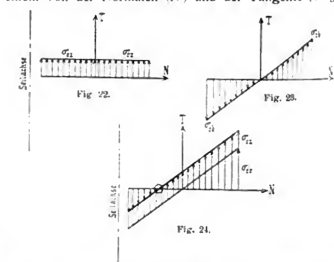
Aus den vorstehenden Gleichungen erkennt man, daß bei einem unbelasteten Drahtspiralseil die Biegungsspannung am Rande bei weitem größer ist als alle anderen Spannungen. Während σ_{0z} von dem Flechtwinkel w unabhängig ist, sind alle anderen Spannungen, und insbesondere σ_{0b}, in hohem Maße vom Flechtwinkel abhängig. Daneben sind die Biegungs- und Torsionsspannungen auch noch vom Durchmesserverhältnis $\frac{r}{\delta}$ abhängig. Spiraldrahtseile mit dicken Drähten, die nahe an die Seilachse herangerückt sind, werden also unter sonst gleichen Verhältnissen geringere anfängliche σ_{0b} und τ_{0d} aufweisen, wie Seile mit dünnen Drähten, die weit von der Seilachse entfernt angeordnet sind, d. h. wie dicke Seile mit vielen dünnen Drähten.

Für die drei Flechtwinkel $w = 24^0$, 14^0 und 6^0 (obere, mittlere und untere Grenze des Flechtwinkels) wachsen die Spannungen σ_{0b} im Verhältnis von:

$$\operatorname{ctg}^2 24 - 1 : \operatorname{ctg}^2 14 - 1 : \operatorname{ctg}^2 6 - 1 = \sim 4 : 15 : 89.$$

Die Schub- und Torsionsspannungen wachsen im Verhältnis von 2,2 : 4,0 : 9,5 für die vorgenannten Flechtwinkel. σ_{0z} dagegen behält bei gleichem p_0 und r für alle drei Werte von w denselben Wert bei.

Auch die Verteilung der anfänglichen Spannungen im unbelasteten Spiralseil über den Drahtquerschnitt kann mit Hilfe der obigen Gleichungen leicht dargestellt werden. Da p_0 nur positiv sein kann, so ist auch σ_{0z} stets positiv und fällt in die Richtung der positiven Tangente. σ_{0b} ist negativ, es sind deshalb die der Seilachse am nächsten liegenden Fasern des Drahtes gedrückt und die außen liegenden gezogen. Trägt man die σ_{0z} und die σ_{0b} in einem von der Normalen (N) und der Tangente (T) gebildeten Achsenkreuz als Ordinaten auf, so erhält man die in den Fig. 22 und 23 dargestellten Diagramme. Die Seilachse ist dabei links vom Ursprung liegend zu denken. Durch die Addition beider Spannungen ergibt sich die Fig. 24, aus der unmittelbar ersichtlich ist, daß im unbelasteten Drahtspiralseil die am stärksten gezogenen Fasern am weitesten von der Seilachse abliegen. Allerdings ist zu beachten, daß die absoluten Werte von σ_{0z} und σ_{0b}, besonders bei kleinem Flechtwinkel, außerordentlich verschieden sind, so z. B. ist bei $w = 6^0$:



$$\sigma_{0b} = 89 . 8 \cdot \frac{r}{\delta} \cdot \sigma_{0z},$$

so daß für solche Flechtwinkel der Unterschied in den Normalspannungen des äußerlich unbelasteten Seiles praktisch vollständig bedeutungslos ist.

Die Schub- und Drehspannungen sind in den Fig. 25 und 26 aufgetragen, das Achsenkreuz ist hier durch Normale und Binormale gebildet und die Seilachse ist wieder

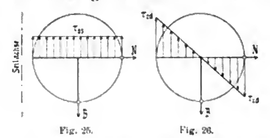


Fig. 25. Fig. 26.

links vom Ursprung liegend zu denken. Aus der Uebereinanderlagerung beider Spannungen ergibt sich ohne weiteres, daß die der Seilachse am nächsten liegenden Fasern am stärksten beansprucht sind. Es ist, absolut genommen,

$$\tau_{0d} = 8 \cdot \frac{r}{\delta} \cdot \tau_{0s},$$

d. h. Schub- und Drehspannungen kommen sich ihrer Größe nach bedeutend näher wie die Zug- und Biegungsspannungen.

Wenn $p_0 = 0$ wird, so verschwinden sämtliche innere Kräfte und Kräftepaare, das Seil ist in diesem Falle völlig spannungslos.

VIII. Zusammenfassung der Ergebnisse der Arbeit.

1. Der Elastizitätsmodul eines Spiralseiles ist eine veränderliche Größe und abhängig von der in der Seilachse wirkenden Last $\mathfrak{L}$ und von dem Kräftepaar $\mathfrak{M}$, dessen Achsstrecke ebenfalls in die Seilachse fällt.

2. Da bei kurzen Seilen die Voraussetzung 3 nicht erfüllt ist, so wird der Elastizitätsmodul im allgemeinen auch noch eine Funktion der Länge des Seiles sein.

3. Die radial auf den Draht wirkende Pressung p kann durch alleinige Anwendung der Gleichgewichtsbedingungen nicht ermittelt werden, so daß der Spannungs- und Formänderungszustand des Spiraldrahtseiles unter Vernachlässigung der Reibung einfach statisch unbestimmt ist. Die Kenntnis der elastischen Konstanten des Drahtmaterials allein reicht aber nicht hin, um das Problem zu lösen, da die Hanfeinlage von wesentlichem Einfluß auf die gegenseitigen Pressungen p sein wird.

4. Die Drähte eines Spiraldrahtseiles werden unter Einfluß der Belastung „$\mathfrak{L}$ und $\mathfrak{M}$" im allgemeinen aufnehmen:

a) Normalspannungen,
b) Schubspannungen,
c) Biegungsspannungen und
d) Drehungsspannungen.

Diese vier Spannungen sind aus den Gleichungen 9—12 des Abschnittes VI zu ermitteln. Die statisch unbestimmte Größe p ist aus den Formänderungen zu bestimmen. Die Anstellung praktischer Versuche würde die Auswertung dieser Rechnung über die Formänderungen insofern wesentlich unterstützen können, als es damit gelingt, gewisse Größen, wie die Gesamtlängung $\triangle h$ des betreffenden Seiles, die Gesamtdrillung $\triangle \varphi$ (vergl. Abschnitt V) und die Querkontraktion desselben durch unmittelbare Beobachtungen am Seile als bekannt in die Rechnung einzuführen.

5. Im Querschnitt eines Drahtes können Spannungen auftreten, auch wenn die Belastung Null ist. Diese Spannungen rühren von der Fabrikationsweise des Seiles her. Ihnen proportional ist ein Anfangsdruck p_0, entsprechend den Gleichungen des Abschnittes VII.

Hammerwerke mit Kraftantrieb.

Von Professor **Pregél**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 295 d. Bd.)

Masseys doppeltwirkender Luftfederhammmer.

Der in Fig. 23 — 26 dargestellte Schmiedehammer (Engl. Patent 1904, No. 10 764) besitzt den Hammerzylinder *a* und den angegossenen Luftpumpenzylinder *b* mit dem Triebkolben *c* und dem Hammerkolben *d*. Die oberen Räume *a*, *b* dieser Zylinder stehen durch den Kanal *1*, *1*, die unteren Zylinderräume a_1, b_1 dagegen durch den Kanal *2*, *2* in Verbindung. Jeder dieser Luftwege wird durch einen Dreiweghahn, und zwar *1* durch *f* und *2* durch *g* derart unterbrochen, daß Oeffnungen *3* und *4* in die Luftkammern *m* und *n* leiten, welche zwischen den Zylindern *a* und *b* liegen und durch die Scheidewand *l* gebildet werden.

Jeder dieser Dreiweghähne, z. B. *f* (Fig. 26), wird längsseits durch einen Ventilboden *h* in zwei Hälften *f* und f_1 geteilt, dessen Ventil sich von *f* nach f_1 öffnet und die vollständige Trennung dieser Hälften *f* und f_1 besorgt, sobald Ueberdruck in f_1 oder g_1 herrscht. Nun sind die Lochschlitze in den festen Büchsen geradlinig übereinstimmend, während die Stege *i*, *i* in den Hahnkörpern versetzt sind. Weil nun die auf den Hahnzapfen befindlichen Hebel durch die Zugstange *k* verkuppelt sind, welche in der Steuerstange ihr Verlängerungsglied erhält, so kann durch die gegensätzlich stehenden Kanäle *3* und *4* einerseits, als durch die trennenden Ventile *h* in Verbindung

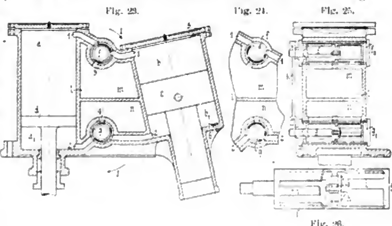


Fig. 23. Fig. 24. Fig. 25. Fig. 26.

mit den versetzten Stegen *i*, *i* anderseits ein Wechselspiel hervorgerufen werden, mit dem sowohl die Hammerstellung festgelegt, als auch die Schlagstärke abgeändert werden kann.

Im regelmäßigen Hammergang erhalten die Steuerorgane die in den Fig. 23 u. 24 gezeigte Stellung, wobei äußere Luft durch die am Zylinder *b* angebrachten Ventile *5* und *6* angesaugt wird. Hierbei sind die Luftkammern *m* und *n* abgeschlossen, während die Preßluft ungehindert von b_1 durch *2* nach a_1 und die Saugluft von *a* durch *1* nach *b* überströmen kann, was dem Niedergang des Luftpumpenkolbens *c* und dem Aufhube des Hammerkolbens *d* entsprechen würde.

Soll der Hammerbär das Schmiedestück festhalten, so muß in *a* beständig Druckluft und in a_1 Saugluft wirken. Um dies zu besorgen, wird die Steuerung in der Pfeilrichtung *I* rechts gedreht. Dadurch wird *1 b* durch f_1 und ebenso *1 a* durch *f* geschlossen, während *1 b* von *f* und ebenso *1 a* von f_1 ungedeckt bleibt. Im Aufhube des Kolbens *c* wird alsdann Druckluft durch das Ventil *h* auf *d* einwirken, dagegen muß in Niedergang des Kolbens *c* die Saugluft nicht aus *a* (weil Ventil *h* sich schließt) sondern aus der Kammer *m* entnommen werden, weil Kanal *3* durch f_1 geschlossen, von *f* aber ungedeckt, also frei bleibt. Das umgekehrte findet in a_1 durch den Hahn *g* statt.

Wenn aber der Hammerkolben *d* in fester Hochstellung erhalten werden soll, so muß in a_1 beständig Druckluft und in *a* ebenso beständig Saugluft wirken. Dies geschieht durch Linksdrehung der Steuerung. Hiernach muß *1 a* durch *f* frei und *1 b* durch *f* geschlossen sein, ebenfalls *1 a* durch f_1 geschlossen und *1 b* durch f_1 frei bleiben.

Im Niedergang des Luftpumpenkolbens *c* wird daher durch das Ventil *h* die Luft aus *a* angesaugt, während Druckluft von $2 b_1$ durch Ventil *h* nach $2 a_1$ getrieben wird.

Ferner muß im Aufhube von *c* die Druckluft in die Kammer *m* getrieben werden, weshalb Kanal *3* durch den rechtsliegenden Teil f_1 des Dreiweghahnes frei bleiben muß. Daher wird aus *a* erst dann Luft abgesaugt, wenn die mit Preßluft gefüllte Kammer *m* entleert ist, was erst in der zweiten Hubhälfte des niedergehenden Kolbens *c* vor sich geht. Dieser Kolbenstellung *c* entsprechend wird nach Füllung der im Aufhube entleerten Kammer *n* die Druckluft von $2 b_1$ durch h_1 (in *g*) nach $2 a_1$ übertreten. Dieser Zylinderraum a_1 wiedersteht aber der Entleerung, weil Ventil h_1 den Selbstverschluß besorgt.

Aus diesen Andeutungen kann die Regelung des Betriebes in bezug auf Schlagstärke des Hammers leicht verstanden werden.

Grahams Luftfederhammer.

Im Jahre 1903 ist *Graham* in *London* das englische Patent No. 18750 über einen Schmiedehammer (Fig. 27 bis 33) erteilt worden, welcher alle Elemente eines vollkommenen selbsttätigen Dampfhammers enthält, der aber mittels Luftpumpe betrieben wird. Die einfach wirkende Luftpumpe *a* (Fig. 28) saugt die Luft aus dem Raume *b* (Fig. 27) und treibt die komprimierte Luft nach dem Raume *c*, welche das Hammergestell *d* bilden. An diesem ist der Zylinder *f* angeschraubt, in welchem der Hammerkolben *g* in einer Nut der Zylinderwand geführt, vermöge der Führungsmutter des achsial gestellten, schraubenförmig gewundenen Stabes *h* die Steuerungsorgane betätigt. Bemerkenswert hierbei ist, daß der eigentliche Steuerkolben *i*, welcher die Preß- und Saugluftverteilung in bekannter Weise für den Betrieb des Hammerkolbens *g* besorgt, nicht unmittelbar, sondern durch Vermittlung einer Hilfssteuerung betätigt wird.

Der Steuerkolben *i* wird durch den Kolben *k* getragen, welcher im Zylinder *l* (s. Fig. 30) spielt. An letzterem ist der Steuerungshahn *m* vorgesehen, vermöge welchem die aus dem Saugraum *b* genommene Luft gegenüber der Außenluft als Triebkraft am Kolben *k*, ähnlich wie bei einer Dampfmaschine wirkt.

Der Hahnschieber *n* (Fig. 31) wird nun durch Vermittlung des Zwischenhebels *p* durch die Kurvenscheibe *q*

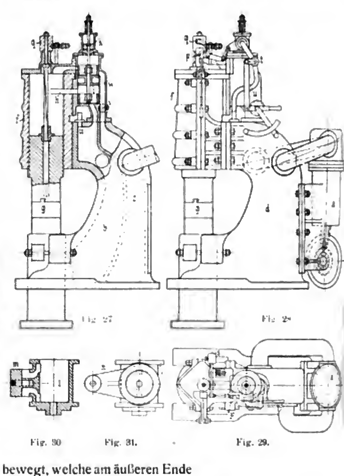


Fig. 30 Fig. 31. Fig. 29.

bewegt, welche am äußeren Ende des Stabes *h* sitzt. Um ferner die Einstellung des Drehschiebers *n* veränderlich zu gestalten, wird der Drehpunkt des Zwischenhebels *p* vermöge der Keilstellung *r* (Fig. 32 und 33) verschoben, wobei der Gewichtshebel *s* (Fig. 29) die Rücklage besorgt. Durch den Hahn *t* im Saugrohr *u* für die Hilfssteuerung wird die Schnelligkeit der Umsteuerung durch den Hahn *v*, der in der Druckleitung *w* zum Hauptschieber *i* führt, die Schlagstärke des Hammers geregelt.

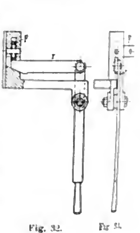


Fig. 32. Fig. 33.

Béché's Lufthammer.

Von der *G. m. b. H. Béché & Grohs* in Hückeswagen (Rhld.) wird der in Fig. 34 dargestellte Schmiedehammer gebaut.

Die Kurbelwelle *a* mit Losscheibe und als Festscheibe ausgebildetem Schwungrad *b* betätigt durch die Schubstange *c* den Luftpumpenkolben *d*, welcher im Zylinder *f* spielt und mit dem Ausgleichkolben *g* versehen ist, der in den Deckelaufsatz *h* hineinragt.

Da der Kolben *d* sowohl wie der Bär *l* im Zylinder *p* als Differentialkolben ausgebildet sind, so werden in beiden Zylindern je ein oberer und ein unterer Raum *f*, *p* und f_1, p_1 geschaffen, welche durch Kanäle *1* und *2* miteinander in Verbindung stehen. Der Bär *l* ist als Hohlkörper ausgebildet, in den der feststehende Kolben *k* taucht. Das Luftzuführungsrohr *i*, welches wegen Bezuges frischer Luft über das Dach der Werkstätte geführt ist, steht bei geöffnetem Schieber mit dem Hohlraum des Bärs und den oberen Zylinderräumen in Verbindung.

Bei der in Fig. 34 gezeigten Steuerungseinstellung verdeckt der obere Hahn q die nach i führende Oeffnung 3, und der Hahn r den nach dem geschlossenen Zwischenbehälter s leitenden Kanal 4.

Dadurch wird das Spiel zwischen Kompressor f und Hammerzylinder p vollständig ungehindert verlaufen und

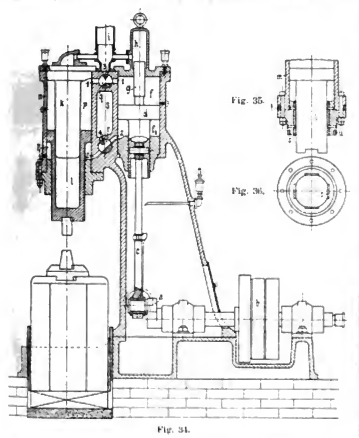

Fig. 35.

Fig. 36.

Fig. 34.

der Hammer mit voller Schlagstärke arbeiten. In der unteren Totpunktstellung des Kompressorkolbens d wird der Ausgleichkolben g die Führungsbüchse von h verlassen, und weil in dieser Stellung eine Luftverdünnung vorhanden ist, so tritt von i durch h nach f frische Außenluft zu.

Dagegen tritt in der oberen Totpunktstellung von d der eingedrehte Hals des Ausgleichkolbens g in die Führungsbüchse von h ein. Da nun in dieser Kolbenstellung starke Kompression herrscht, so wird ein Teil der Preßluft von f durch den freigewordenen Zwischenraum durch h nach i ausgestoßen und damit der gewünschte Luftwechsel ermöglicht. Wenn aber beide Hahnschieber q und r gleichzeitig nach rechts gedreht werden, so stehen beide oberen Zylinderräume f und p durch den geöffneten Kanal 3 mit dem Standrohr i, das ist mit der Außenluft in Verbindung, während die Preßluft des unteren Zylinderraumes f_1 zuerst durch 4 in den Zwischenbehälter s und dann durch ein Druckventil in den unteren Zylinderraum p_1 tritt. Da aus diesem Raum p_1 keine Luft zurücktreten kann, so wird der Hammerbär in seine Höchstlage steigen, in welcher derselbe bis zur eingeleiteten Umsteuerung verharrt. Weil der an q gekuppelte untere Drehschieber r gleichfalls nach rechts schwingt, so wird der nach dem Hammerzylinder führende Kanal 2 geschlossen, während der nach der Kompressorseite liegende Anteil offen bleibt, wobei Kanal 4 geöffnet wird.

Fig. 37. Fig. 38.

Bei der Aufwärtsbewegung des Bärs l wird in seinem Hohlraum die lebendige Kraft des auffliegenden Bärs aufaufgefangen und die gewonnene Energie beim Niedergange desselben nutzbringend zurückgegeben. Befinden sich die beiden Drehschieber q und r in der gezeichneten Lage, so schlägt der Hammer in voller Kraft durch, werden dieselben mehr oder weniger geschlossen, so wird auch der Schlag entsprechend leichter. Bei vollständiger Umsteuerung der Schieber verharrt der Bär in seiner höchsten Lage.

Um dem Hammerbär eine gute Führung zu geben und ihn gegen Verdrehen um seine Achse zu sichern, ist er mit vier Flächen versehen, an welche Führungsplatten s (Fig. 35 u. 36) passen, die in das untere Deckelstück t eingenietet sind. Bei erfolgter Abnutzung der Führungsplatten werden Plättchen zwischen t und s gelegt und diese Teile wieder vernietet. Schmiedeeiserne Schrumpfringe u sichern sowohl Zylinder m als auch die Führung t gegen Bruch.

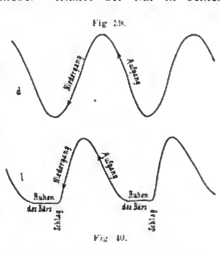


Fig. 39.

Fig. 40.

Die Wirkungsweise des *Béché*-Hammers ist aus den Indikatordiagrammen (Fig. 37) für die oberen Zylinderräume p bezw. f und Fig. 38 für die unteren Räume p_1 und f_1 leicht zu begreifen, wobei die in den Diagrammen eingezeichneten Pfeile der Bewegung des Bärs l entsprechen.

In Fig. 39 und 40 sind die korrespondierenden Wege des Luftpumpenkolbens d und des Hammerbärs l gezeigt. Aus Fig. 40 ersieht man, daß der Bär jedesmal einen Augenblick auf dem Schmiedestück liegen bleibt, was besonders beim Schmieden von kalten Metallen sehr vorteilhaft wirkt und den ungünstigen Prellschlag vermeidet,

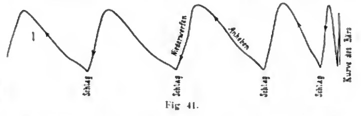


Fig. 41.

der entsteht, wenn der Bär gleich nach Berührung des Arbeitsstückes hochschnellt, wie in Fig. 41 veranschaulicht ist.

Um die Schlagkraft einer Hammerkonstruktion vergleichsweise beurteilen zu können, dürfte das *Heim*sche Verfahren durch Zusammenschlagen abgedrehter Bleizylinder gleicher Größe am schnellsten und sichersten zum Ziele führen.

Zum Beispiel wird mit einem *Béché*-Hammer von 50 kg Bärgewicht ein Bleizylinder von $d = 30$ mm Durchmesser und $h = 45$ mm Höhe, also einem Verhältnis $\frac{h}{d} = 1{,}5$ mit einem Schlage

bei 200 minutl. Umdreh. der Kurbelwelle auf 28 mm Höhe
„ 210 „ „ „ „ „ 27 „ „
„ 220 „ „ „ „ „ 26 „ „
„ 230 „ „ „ „ „ 24 „ „

zusammengedrückt.

Bei einem Kraftaufwand von 4,8 PS bei der höchsten Umdrehungszahl ergibt sich unter Zugrundelegung der von Baurat *Heim* aufgestellten Formel ein Nutzeffekt von 66 v. H.

Werden dieselben Schlagproben unter einem entsprechend gleich großen Hammer einer anderen Bauart vorgenommen, so erkennt man aus dem Vergleich der Ergebnisse ohne weiteres, welcher Hammer die größte Schlagwirkung aufweist.

(Fortsetzung folgt.)

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im Jahre 1906.

Von **A. Stift**, Wien.

(Fortsetzung von S. 298 d. Bd.)

Auf dem Gebiete der Verdampfung und Verkochung liegen verschiedene beachtenswerte Aeußerungen und Mitteilungen vor, die eine Hervorhebung verdienen. Die Tatsache, daß man mittels Dampfstrahlapparaten große Druckwirkung erzeugen kann, hat Veranlassung gegeben, diese Apparate bei der Verdampfung zu verwenden. *Zscheye*[7]) beschreibt die hier obwaltenden Verhältnisse und ist der Ansicht, daß die Dampfstrahlapparate ein Mittel zur Dampfersparnis sind und ihre Anwendung nur geringe Kosten erfordert. Einen Dampfstrahlapparat stellt das direkte Dampfventil dar, das an dem Ventil, welches den Rückdampf in den ersten Körper einführt, angebracht ist; der direkte Dampf wirkt saugend auf den Rückdampf und mindert dadurch dessen Spannung herab. Die Injektoren, die in die Uebersteiger der Diffuseure eingebaut sind, sind ebenfalls Dampfstrahlapparate und ihre Anwendung beschleunigt die Saftzirkulation in den Diffuseuren. Das Prinzip der Dampfstrahlapparate ist, daß der Dampf aus einer engen Oeffnung unter möglichst großem Druck, also mit großer Geschwindigkeit ausströmt, und daß diese Geschwindigkeit dem Medium, welches den ausströmenden Dampf umgibt, mitgeteilt wird. Wesentlich ist, daß durch die Anwendung von Dampfstrahlapparaten keine Wärme verloren geht. Große Vorteile sollen diese Apparate da bieten, wo der Rückdampf nicht ausreicht, sondern große Mengen direkten Dampfes noch angewendet werden müssen. Besonders empfehlenswert ist die Anwendung der Dampfstrahlapparate bei einem Vierkörperapparat ohne Saftkocher. Der Brüden aus dem zweiten oder dritten Körper wird auf die Spannung des Rückdampfes komprimiert und bietet hier der Dampfstrahlapparat genau die Vorteile eines Saftkochers. Die Dampfersparnis beträgt 5,5 kg auf 100 kg Rüben. Bei einem Vierkörper- oder Dreikörperapparat mit Saftkocher kann der Brüden aus dem Saftkocher durch den Dampfstrahlapparat auf etwa $^3/_4$ at gebracht werden, so daß der komprimierte Brüden wieder als Heizdampf für den Saftkocher verwendet werden kann. Die Dampfersparnis beträgt bei dieser Anwendung etwa 2,5 kg Dampf auf 100 kg Rüben. Die Menge Brüdendampf, welche man durch den Dampfstrahlapparat komprimieren kann, ist abhängig von der gewünschten Druckerhöhung und der Spannung des Kesseldampfes; unter 6 at Spannung sollte Kesseldampf nicht gebracht werden. In bezug auf die Anwendung von Injektoren bei der Verdampfstation teilen *Fölsche* und *Rößler*[8]) nicht die Ansicht *Zscheye*s, da nach ihrer Erfahrung dabei nicht viel zu erzielen ist.

Obwohl bei der Verkochung der Säfte der Kondensator unstreitbar eine wichtige Rolle spielt, so wird doch oft seinen Temperaturanzeigen wenig Aufmerksamkeit geschenkt. Wenn dann die Verkochung nicht nach Wunsch geht, so wird die Ursache in Rohransätzen gesucht, und erst bei eingehender Untersuchung kommt man darauf, daß die eigentliche Ursache in der Vernachlässigung des Kondensators liegt. Dort, wo das Kondenswasser zum Anwärmen bei der Diffusion verwendet wird, schädigt das Schwanken seiner Temperatur den ganzen Betrieb. *Lewandowicz*[9]) ist nun auf den Gedanken gekommen, den barometrischen Kondensator mit einer elektrischen Signalvorrichtung zu versehen, um die Temperaturschwankungen, zu deren Beobachtung sonst ein einfaches Thermometer dient, welches aber ununterbrochen beobachtet werden muß, bequemer dem Arbeiter kenntlich zu machen. An dem Barometerrohr wird zu diesem Behufe ein Zeigerthermometer angebracht, welcher an seiner Skala bei 32 ° und 40 ° mit elektrischem Kontakt versehen ist. Sobald der mit dem wagerechten Pol verbundene Zeiger bei einem dieser beiden Punkte angelangt ist, ertönt infolge des Stromschlusses das Alarmsignal und der beim Verdampfapparat angestellte Arbeiter hat dann je nach Bedarf den Wasserzutritt zu vermindern oder zu vergrößern.

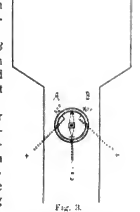


Fig. 3.

In Fig 3 bedeuten *A* und *B* die Kontaktpunkte, welche mit dem positiven Pol verbunden sind, und *C* die Verbindung des Zeigers mit dem negativen Pol.

Es ist bekannt, daß bei der Verdampfung nicht nur eine Wärmeübertragung, sondern auch gleichzeitig eine Bewegung vor sich gehen soll. Je lebhafter die letztere ist, desto lebhafter ist auch die andere. Versuche, diese Bewegung zu erhöhen, haben zu der Konstruktion des *Witkowitz*-Körpers geführt, der berufen ist, eine Lücke im Betriebe auszufüllen. Wenn es sich darum handelt, die Vakuumstation mit verhältnismäßig geringen Kosten zu verbessern, so ist hierfür nach der Ansicht von *Brand*[10]) der *Witkowitz*-Körper das beste Mittel. Dieser einfache Apparat — ein Zylinder, ein viereckiger Körper, eine Kiste aus Eisenblech geschweißt, in deren Innern die Röhren von einer Wand zur anderen querüber eingewalzt sind, so daß sie sich gegenseitig kreuzen — leistet 30 v. H. mehr als jede andere Heizfläche, wobei nur die Bedingung ist, daß die Heizrohre rein bleiben, da dann die Anwärmung die ganze Kampagne hindurch gleichbleibend ist. Besonders geeignet ist der Apparat für die Kochung der Nachprodukte. Die Zuckerfabrik Auschitz in Böhmen war

[7]) Die Deutsche Zuckerindustrie, 31. Jahrgang, 1906, S. 435.

[8]) Die Deutsche Zuckerindustrie, 31. Jahrgang, 1906, S. 435 und 436.

[9]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen, 30. Jahrgang, 1906, S. 159.

[10]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen, 30 Jahrgang, 1906, S 187.

die erste Fabrik, welche mit Hilfe dieses Apparates einen Sud von 450 Meterzentner in 18—20 Stunden auf Korn gekocht hat, wobei Abläufe von 58, 59 und höchstens 62 Quotienten resultierten. Der Vorwurf, daß die *Witkowitz*-Körper nicht jeden beliebigen Ablauf auf Korn verkocht haben, ist richtig, denn dieselben können auch nicht Wunderdinge verrichten. In dem Augenblicke, wo die Fabriken die Nachprodukte auf Korn zu verkochen die Absicht haben, wird der Ablaufsirup der Ausgangspunkt für einen neuen Produktionszweig. Ferner kann man mit dem Apparat auch nicht Dampf sparen, da dies eine technische Unmöglichkeit ist, aber er gibt die Möglichkeit: 1. genau die Verluststelle festzustellen, da er überall zugänglich ist, 2. zu sparen, und zwar insofern als er mit verhältnismäßig kleinerer Heizfläche dasselbe leistet, wie andere Heizkörper mit viel größeren Heizflächen.

Die Arbeit mit Vielkörperapparaten hat vor Jahren schon der verstorbene ***Jelinek***, ein verdienter Fachmann auf dem Gebiete der Verdampfungstechnik und -Lehre, nach verschiedenen Seiten hin erörtert, die Durchführbarkeit festgestellt, sowie auch die Amortisation durchgerechnet. Diese Frage hat sich aber sehr langsam Bahn gebrochen und *Wagner* war es beschieden, erst in der Kampagne 1902/03 einen Fünfkörper und in der Kampagne 1905/06 einen Sechskörper im Betrieb einzuführen. Die Zahlen, die nun *Wagner*[11]) angibt, und die die Entwicklung einer dreigliedrigen Verdampfstation in eine sechsgliedrige Verdampfstation darstellen, sind so interessant, daß sie eine Wiedergabe verdienen.

Kampagne 1895/96.

Dreikörper. Zwei stehende und ein liegender Verdampfkörper. Abdampffläche = 600 qm.

Verarbeitete Rüben	317 045	Meterzentner
Verbrauchte Kohle	26 205 „	= 8,2 v. H.
1 kg Kohle verdampfte	8,19 kg	Wasser
Dampfverbrauch für 100 kg Rüben	67,7 kg	

Vierkörper. Zwei stehende und zwei liegende Verdampfkörper. Abdampffläche = 860 qm.

	1896/97	1897/98	1898/99
Verarbeitete Rüben	319 960 q	261 488 q	376 596 q
Verbrauchte Kohle	22 670 „ (7,08 v. H.)	19 063 „ (7,28 v. H.)	25 835 „ (6,86 v. H.)
1 kg Kohle verdampfte Wasser	7,83 kg	7,42 kg	7,76 kg
Dampfverbr. für 100 kg Rüben	55,5 kg	54,1 kg	53,7 kg

Vierkörper. Zwei stehende und zwei liegende Verdampfkörper.

	1899/1900	1900/01	1901/02
Verarbeitete Rüben	355 576 q	364 940 q	465 898 q
Verbrauchte Kohle	25 430 „ (7,15 v. H.)	30 765 „ (8,43 v. H.)	33 590 „ (7,2 v. H.)
1 kg Kohle verdampfte Wasser	7,43 kg	7,23 kg	7,81 kg
Dampfverbr. für 100 kg Rüben	53,1 kg	57,3 kg	53,7 kg

Fünfkörper. Zwei stehende und drei liegende Verdampfkörper. Abdampffläche = 1100 qm.

	1902/03	1903/04	1904/05
Verarbeitete Rüben	378 850 q	456 774 q	301 118 q
Verbrauchte Kohle	24 090 „ (6,35 v. H.)	27 655 „ (6,05 v. H.)	18 515 „ (6,44 v. H.)
1 kg Kohle verdampfte Wasser	7,8 kg	8,30 kg	8,21 kg
Dampfverbr. für 100 kg Rüben	49,2 kg	49,3 kg	49,3 kg

Kampagne 1905/06.

Sechskörper. Drei stehende und drei liegende Verdampfkörper. Abdampffläche = 1310 qm.

Verarbeitete Rüben	549 868 q	
Verbrauchte Kohle	32 710 q	= 5,92 v. H.
1 kg Kohle verdampfte	7,57 kg	Wasser
Dampfverbrauch für 100 kg Rüben	44,9 kg	

Auffallend ist der geringe Dampfverbrauch in der letzten Kampagne. *Wagner* zieht aus seiner Arbeit noch keine weiteren Schlüsse und ist eher zurückhaltend, da er noch niemandem empfiehlt, sich nach den mitgeteilten Zahlen einzurichten. Fünfkörperapparate nach *Wagner* arbeiten schon mit bestem Erfolge in einigen Zuckerfabriken und rühmt man diesen Apparaten eine Dampfersparnis, ferner die niedrigen Temperaturen (im ersten Körper etwa 90 °C) deren Einfluß auf den Saft und schließlich die einfache Montage nach. *Cutin*[12]) hat eine eingehende Beschreibung und Berechnung der Arbeit einer Fünfkörper-Verdampfstation, mit Vakuum vereinigt, gegeben, bezüglich welcher, da ein kurzer Auszug nicht möglich erscheint, auf die Originalabhandlung verwiesen werden muß. Daran anschließend sei eine nicht unwichtige Sache, nämlich die mechanische Reinigung der Rohre aus liegenden Verdampfkörpern, noch berührt. *Cutin* empfiehlt zu diesem Zwecke einen hölzernen Zylinder von 80—90 cm im Durchm., in welchem man nach erfolgter Füllung mit Wasser und grober Asche, eventuell durchgesiebter Schlacke, 50—100 Röhren auf einmal einlegt. Bei langsamer Drehung des Zylinders in einer Trommel

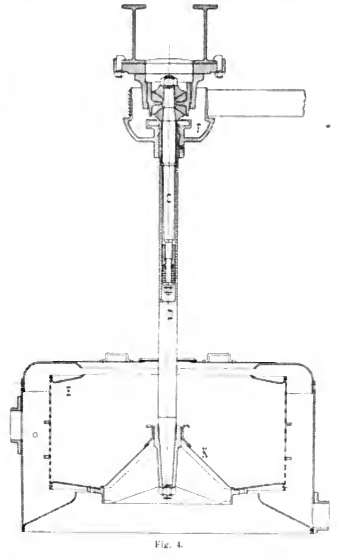


Fig. 4.

(etwa 17 Umdrehungen i. d. Minute) sind die Röhren in ¾ Stunden so gereinigt, wie dies bei Handarbeit mittels Sand nicht zu erzielen ist.

In den letzten Jahren obwaltet auch das Bestreben, wie die zahlreichen Patente beweisen, die Arbeit auf der Zentrifugenstation zu verbessern, d. h. die Leistungsfähig-

[11]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen, 31. Jahrgang, 1906, S. 137.

[12]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen, 30. Jahrgang, 1906, S. 286.

keit der Zentrifugen zu erhöhen, ferner durch egale und sichere Arbeit und möglichste Herabsetzung der notwendigen Bedienungsmannschaft die Regiekosten bedeutend herabzusetzen, um so also auch diese Station in modernem Sinne umzugestalten. Von den neueren Konstruktionen seien die folgenden drei Systeme, welche sich bereits bestens in die Praxis eingeführt haben und auch Gegenstand vielseitiger Erörterungen waren, hervorgehoben.

Die älteste Konstruktion ist diejenige von *Weston* und werden diese Zentrifugen für Zuckerfabriken entweder mit oberem Transmissionsantrieb oder mit Druckwasserantrieb, oder mit elektrischem Stromantrieb erzeugt. Wie *Mares*[13]) nach der Anlage der in der Zuckerfabrik *Mocowitz* aufgestellten Zentrifugen mitteilt, so ist, wie auch aus Fig. 4 ersichtlich, die Zentrifuge in einem kräftigen, auf Traversenkonstruktion angeschraubten Lager aufgehängt. In dem Lager befinden sich Gummieinlagen mit konischen Unterlagen, in welchen die innere Spindel *C* aufgehängt ist. Diese Spindel ist auf dem unteren Ende mit einem, dem besonderen Zwecke entsprechend konstruierten Spurlager aus sechs Paar Linsen versehen und in ihrer ganzen Länge nach von der hohlen äußeren Spindel *D* umschlossen, die in einfacher Weise mit dem Spurlager fest verbunden ist. Die äußere Spindel *D* trägt am unteren Ende die Trommel *E*, während am oberen Ende die Antriebscheibe *F* aufgekeilt ist, deren unterer Teil als Bremsscheibe ausgebildet ist. Die elastischen Ringe gestatten und regeln gleichzeitig ein Pendeln der Trommel. Beachtenswert ist ferner, daß der hohle Teil der äußeren Spindel ein Oelgefäß bildet, aus dem das Oel nicht entweichen kann, so daß das wichtigste Lager der Maschine, bei sehr geringem Verbrauch an Oel, vollkommen im Oelbad läuft. Die Trommel ist aus starkem, gelochtem Stahlblech angefertigt und am Umfange solide versteift, innen ist sie mit grobem Eisendrahtgeflecht, feinem Messingdrahtgewebe und feinem Kupfersiebe versehen. Die Verbindung der Trommel mit der Spindel besorgt eine Stahlgußrosette, welche mit einem leichten Blechkonus bedeckt ist. Nach dem Abstellen der Zentrifuge wird der Konus *K* gehoben und der Zucker fällt durch die Rosette entweder in den Zuckerwagen, die Transportrinne oder Transportschnecke zur Weiterbeförderung. Der Antrieb der Zentrifuge ist sehr schön ausgeführt durch eine Zentrifugal-Friktionsantriebscheibe, welche aus einer Riemenleerscheibe und einem auf der Welle gekeilten Doppelarm besteht. Jeder Arm trägt einen zweiarmigen, um einen Bolzen drehbaren Hebel, mit welchem einerseits mittels Zugstangen Gleitschuhe befestigt sind, während sie andererseits mit den äußeren Enden der Arme vermittels federnder Bügel verbunden sind. Die Friktionsflächen der Gleitschuhe sind dem Innenradius der Riemenscheibe entsprechend abgedreht und beledert. Demgemäß werden sie von dem Doppelarm bei seiner Rotation mitgenommen und unter der Einwirkung der Zentrifugalkraft bestrebt sein, nach auswärts zu fliegen und ihre Bewegung dem Riemenscheibenkranz mitzuteilen. An diesem Bestreben werden sie durch die Nasen der Gleithülse gehindert; um daher die Bewegungsübertragung an die Riemenscheibe einzuleiten, hat man nur die Hülse mit den Nasen ein kleines Stück längs der Welle vermittels eines Handhebels zurückzuschieben, wodurch die Auswärtsbewegung der Gleitschuhe frei gegeben wird. Die federnden Bügel verhindern eine allzuplötzliche Anpressung der Gleitschuhe, wodurch bei der Bewegungsübertragung jeder Stoß oder plötzliche Beanspruchung des Riemens gänzlich vermieden und erreicht wird, daß letzterer sanft und allmählich, aber so schnell als wünschenswert seine volle Geschwindigkeit erhält.

(Schluß folgt.)

[13]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen, 30. Jahrgang 1906, S. 484.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Kompressions-Vakuummeter. (*Reiff.*) Das Instrument ist eine Abänderung des Vakuummeters nach *Mac Leod*, bei dem an das bekannte Meßsystem durch eine Glasröhre mit Hahn ein Quecksilbervorratsgefäß angeschlossen ist. Von dem Meßsystem führt ein Rohr zu einem Hahnkonus, der gleichzeitig zum Drehen des Instruments und mittels eines Ansatzrohres am Hahnkörper zum Anschluß an die Vakuumleitung dient. Während des Evakuierens wird das Meßsystem wagerecht gelegt, zum Messen senkrecht gestellt. Hierbei sind in bekannter Weise Drucke bis herab zu 0,01 mm Quecksilbersäule abzulesen. Gegenüber den bisherigen Vakuummetern hat es den Vorteil gedrängterer Bauart; ferner ist das Instrument vollkommen und zuverlässig dicht, da Gummischlauch vermieden ist und die Schliffe des Hahnes und des Konus mit Quecksilberdichtung versehen sind. Schließlich werden auch Verunreinigungen des Quecksilbers vermieden, da es nur mit Glas und nicht mit Gummi in Berührung kommt. (Physikalische Zeitschr. 1907, S. 124—125.)
Pr.

Wassermesser. Die bei der Wasserversorgung von *Rio de Janeiro* verwendeten *Venturi*-Wassermesser beruhen auf der Tatsache, daß ein Wasserstrom, der ein Rohr von verschiedenem Querschnitt durchfließt, an der engeren Stelle einen kleineren Druck als an einer weiteren Stelle des Rohres besitzt, sofern das Wasser den ganzen Rohrquerschnitt erfüllt. Der Druckunterschied, den man auch an einem Wasserstandsglase erkennbar machen kann, wird dazu benutzt, um eine Schreibvorrichtung zu steuern. Hierbei stehen zwei an das Wasserrohr an verschiedenen Rohrquerschnitten angeschlossene kleine Rohre mit dem oberen Ende von zwei Zylindern in Verbindung, die zum Teil mit Quecksilber gefüllt und an ihren unteren Enden miteinander durch ein Rohr verbunden sind.

Ein auf dem Quecksilber ruhender Schwimmer trägt einen Schreibstift, der auf einem durch ein Uhrwerk bewegten Papierstreifen den Druck und damit auch die jeweilige fließende Wassermenge aufschreibt. Ein Schwimmer in dem zweiten Gefäß wird benutzt, um eine Vorrichtung zu steuern, die die gelieferte Gesamtmenge angibt. (Engineering 1907, S. 234 bis 237.)
Pr.

Bauwesen.

Wärmespannungen in Schornsteinen. (*Leon.*) Von den Formeln für die Wärmespannungen in einem Hohlzylinder ausgehend werden die Ergebnisse betrachtet, die sich bei Voraussetzung sowohl eines logarithmischen als auch eines linearen Temperaturabfalles ergeben.

Dieser Vergleich geschieht an der Hand von Beispielen, die deutlich ersehen lassen, daß die Unterschiede der bei beiden Berechnungsarten erhaltenen Ergebnisse nicht bedeutend werden. Es darf übrigens nicht übersehen werden, daß die Rechnungsgrundlagen derzeit noch schwankend sind. Professor *Lang* bringt bei seiner Ermittlung der Temperaturspannungen in runden Schornsteinen an den Endergebnissen der Rechnung Verbesserungen an, um die Abnahme des Elastizitätsmoduls mit wachsender Temperatur einigermaßen zu berücksichtigen. Tut man dies in gleicher Weise auch in den vorliegenden

Fällen, so kann man in diesem Sinne sagen, daß der lineare Temperaturabfall in seinen Ergebnissen der Wirklichkeit näher kommt, als der logarithmische. („Der Bautechniker", Wien, 1906, Heft 23, 1907, Heft 7.) *ofs.*

Eisenbahnwesen.

Wasserkran. (*Busse.*) Der heutige Schnellzugsbetrieb verlangt schnelles Füllen der Lokomotivtender. Dazu ist neben großen Rohrabmessungen und hohen Wasserdruckes das richtige Anfahren der Lokomotive notwendig. Für Tender mit kleinen Einlauföffnungen ist folgende Krankonstruktion vorteilhaft. Der Kranausleger ist dabei nur 2250 mm lang, um 450 mm kürzer als der Abstand des Kranes bis zur Gleismitte. Am Auslaufkrümmer ist ein Rohr angelötet, das den Kranausleger umgibt und an diesem längs verschiebbar ist. Eine Ledermanschette dient als Dichtung. Dieses Mantelrohr ist mittels Handgriffen leicht auszuziehen und über die Tenderöffnung zu stellen. Durch diese Krankonstruktion wird die Anfuhrlänge der Lokomotive auf etwa 5 m erhöht. (Organ f. d. Fortschritte d. Eisenbahwes. 1907, S. 58.) *W.*

Motorwagenzüge. Die *Great Northern Railway*, Irland, benutzt Eisenbahnzüge bestehend aus zwei Personenwagen und einer kleinen Tenderlokomotive, welche sich bei der Fahrt zwischen den beiden Wagen befindet. An der Stirnseite eines jeden Wagens befindet sich ein Führerraum. Von hier aus kann der Dampfregulator der Lokomotive mittels Zugstangen eingestellt werden, und durch mechanische Signale (Patent *Chadburn*) kann dem Lokomotivpersonal mitgeteilt werden, in welcher Richtung sich der Zug bewegen soll. Jeder Wagen hat 59 Sitzplätze, Abteilungen für erste und dritte Klasse und für Gepäck sind vorgesehen. Die Wagen besitzen elektrische Beleuchtung und Dampfheizung. Die Dampfzylinder der Lokomotive haben 375 mm Durchm. und 550 mm Hub. Das Dienstgewicht ist 32 t. Wenn der Verkehr keine zwei Wagen erfordert, kann einer leicht abgekuppelt werden. Mittlere Fahrgeschwindigkeit ist 40 $^{km}/_{Std.}$ (The Railway Gazette 1907, S. 156.) *W.*

Bemerkungen über das amerikanische Eisenbahngleis. (*Descubes.*) Es sind zwei Haupttypen von Breitfußschienen üblich mit dem Gewicht von 49,6 und 42,2 $^{kg}/_{m}$. Die normale Länge beträgt 30 Fuß, neuerdings kommt die Schienenlänge von 33 Fuß (etwa 10 m) mehr in Aufnahme. Der Schienenstahl enthält 0,5 v. H. Kohlenstoff und 1 v. H. Mangan. Der Preis von 1000 kg Schienen betrug Mai 1905 etwa 112 M. Die Schwellen werden aus Holz aller Art, Eiche, Buche Kiefer usw. sehr gerade und regelmäßig geschnitten, die Länge von 2,44 m wird als ausreichend betrachtet; auch mit Schwellen aus Eisenbeton und eisernen Schwellen von I-Form werden Versuche gemacht. Die Stöße liegen fast durchweg gegeneinander versetzt, die Spur beträgt genau 1435 mm; die Spurerweiterung bei 350 m Krümmungsradius beträgt beispielsweise 6,4 mm. Bemerkenswert ist die außerordentliche große Zahl der Schwellen: 19—20 Schwellen für eine 10 m-Schiene sind nichts Seltenes. Auffallend ist die außerordentlich lose Verbindung zwischen Schwelle und Schiene, die Hakennägel lassen dem Schienenfuß meist 2—10 mm senkrechtes Spiel und geben nur seitliche Begrenzung, die Verschiebung der Schwellen aus ihrer anfänglichen Lage und ihre Abnutzung ist daher sehr hoch, um so mehr als Schwellentränkung bisher nicht üblich ist; die durchschnittliche Erhaltungsdauer der Schwellen beträgt daher nur etwa 7 Jahre gegen 25—30 in Frankreich. Trotz der auffallend schlechten Befestigung ist der Gang der Fahrzeuge auf amerikanischen Gleisen außerordentlich sanft, die Ursache dafür kann nicht nur in der Bevorzugung der Drehgestellwagen und der soliden Bauart der *Pullmann*-Wagen mit dreiachsigen Drehgestellen und starken hölzernen Wagenkasten gesucht werden, da auch auf den Maschinen die Stöße sich wenig fühlbar machen. Als Gründe werden vielmehr bezeichnet:

1. die Stoßverbindungen sind besonders fest,
2. die große Zahl der Schwellen,
3. die vorher beschriebene lose Verbindung zwischen Schienenfuß und Schwelle.

Beim Befahren des Gleises hebt und senkt sich die Schiene allein, ohne die Schwelle zu beeinflussen, es findet daher nur, eine hämmernde Wirkung zwischen Schiene und Schwelle statt nicht zwischen Schwelle und Packung. (Revue générale des chemins de fer 1907, Bd. I, S. 61—70.) *S.*

Plattformwagen für 24 m lange Schienen. (*Lambert.*) Für den Transport von Schienen bis 24 m Länge, wie sie in den Hütten des Lütticher Beckens viel gewalzt werden, haben die Nord-Belgischen Bahnen neue Plattformwagen mit zwei zweiachsigen Drehgestellen in Dienst gestellt, die folgende Anforderungen erfüllen:

1. Transport von 40 t Schienen von 15—24 m Länge.
2. Durchfahren von Kurven mit 250 m Halbmesser und anschließender Gegenkurve ohne in das Profil zu schlagen.
3. Durchfahren der auf den Gleisen der Werke vorkommenden Kurven von 90 m Halbmesser, jedoch ohne Berücksichtigung des Profils.

Die Wagen sind außerordentlich schmal gebaut, um bei der bedeutenden Länge der Plattform (24,2 m) das Durchfahren enger Kurven unter Berücksichtigung des Profils zu gestatten. Die Entfernung von Mitte bis Mitte Drehgestell beträgt 18 m, die Länge über die Puffer 25,3 m. Die äußerste Breite der Plattform ist 2,12 m. Die Plattform ruht unter Vermittlung von zwei Rollkreisen aus Stahlformguß auf den nach dem *Diamond*-Typ gebauten Drehgestellen, deren jedes für sich durch eine vierklötzige Handbremse gebremst wird. Die beiden Längsträger der Plattform sind aus je zwei ⊏-Eisen von 300 mm Höhe gebildet, die durch Querträger verbunden sind, jeder der Längsträger ist dann durch ein Sprengewerk von höchst beachtenswerter Bauart versteift. Um das Gewicht möglichst gering zu halten, sind als Zugglieder dieses Sgrengewerks, nämlich starke Drahtseile, sogen. „geschlossene Kabel", verwendet, und zwar für das mittlere, dreieckförmige Sprengewerk ein Kabel von 20 mm Durchm., für das diesem übergelagerte Sprengewerk mit drei Druckgliedern ein Kabel von 35 mm, für das die äußersten Druckstäbe umfassende dritte Sprengewerk ein Seil von 40 mm Dicke; da die Festigkeit des für die Seile verwendeten Materials 12 000 $^{kg}/_{qcm}$ beträgt, so genügte ein dreifach schwächerer Querschnitt, wie er bei Verwendung starrer Zugstangen erforderlich gewesen wäre. Die Druckglieder haben Kreuzquerschnitt. Die Befestigungsstücke für die Kabel sind aus Stahlformguß hergestellt, die Kabel in ihnen nachstellbar. Da die Puffermitte tiefer als die Plattformhöhe liegt, ist für den Anschluß des Stoßapparates eine besondere Traverse aus Stahlformguß angebracht. Das Leergewicht des Fahrzeugs beträgt 24,8 t. (Revue générale des chemins de fer 1907, I, S. 71—79.) *S.*

Lokomotivbau.

Zweiachsige Lokomotiven für Vorortverkehr und für Nebenbahnen. Bei Eisenbahnmotorwagen sind an der Betriebsmaschine häufig Reparaturen notwendig, der Wagen selbst beansprucht viel weniger Aufmerksamkeit. Durch diese Ausbesserungen wird der Motorwagen unnötigerweise lange außer Betrieb gesetzt. Darum ist man in England dazu übergegangen, Motor und Wagen voneinander zu trennen. Von der *London and South Western Railway* werden zu diesem Zwecke kleine Tenderlokomotiven mit vier Rädern benutzt. Die Dampfzylinder sind außerhalb der Rahmens, besitzen 250 mm Durchm. und 350 mm Hub und sind mit *Walschaerts*-Schiebersteuerung versehen. Die Zylinder sind schief angeordnet und treiben die hintere Lokomotivachse. Kuppelachsen sind nicht vorhanden. Die Lokomotive hat 24 t Dienstgewicht, 10 at Dampfüberdruck, die Räder haben 915 mm Durchm., die gesamte Heizfläche beträgt 53 qm.

Der Zug besteht aus zwei Durchgangswagen, hat nur eine Klasse und kann 113 Personen aufnehmen. Im letzten Wagen ist für den Führer an der Stirnseite ein besonderer Raum vorhanden, für die Leitung des Zuges, wenn sich die Lokomotive bei der Fahrt am Ende desselben befindet. (The Railway Gazette 1907, S. 31.) *W.*

$^5/_6$ **gekuppelte Vierzylinder-Verbundlokomotive** für Argentinien, gebaut von *Borsig*-Berlin, mit 1 m Spurweite. Die Räder besitzen hier eine ungewöhnliche Anordnung. Die ersten drei Achsen sind zu einem Drehgestell mit großer Kurvenbeweglichkeit vereinigt. Die erste Achse trägt die kleinen Führungsräder, die zweite und dritte Achse sind gekuppelt und werden von den Niederdruckzylindern getrieben. Die letzten drei mit einander gekuppelten Achsen sind mit dem Rahmen verbunden, auf sie wirken die Hochdruckzylinder. Die Dampfzylinder sind außerhalb des Rahmens hintereinander angeordnet. Die Verbindung der Dampfröhren von den Hochdruckzylindern zu den Niederdruck- oder vorderen Zylindern ist einfach und läßt ohne Zwang seitliches und senkrechtes Spiel zu. Als Feuerungsmaterial kann neben Steinkohle auch Holz verwandt werden. (The Railway Gazette 1907, S. 179.) *W.*

Materialienkunde.

Metallisches Niob. (*v. Bolton.*) Bisher hatten die Versuche, das seltene Element Niob aus seinen Sauerstoffverbindungen zu reduzieren, nur unreine Produkte ergeben. *Bolton* gewann nach dem *Goldschmidt*schen Verfahren durch Reduktion mit Aluminiumpulver aus 250 g Niobpentoxyd 120 g metallisches Niob, das noch etwa 3 v. H. Aluminium enthielt. Dieses unreine Metall schmolz er mit Hilfe des elektrischen Flammenbogens im luftleeren Raume solange, bis alles Aluminium verdampft war; die Reinigung von 20 g Rohmetall beanspruchte etwa 15 Stunden bei 185 Amp. und 40 Volt. Dabei verdampfte auch ein Teil des Niobs, das sich an den Wandungen als schwarzer Beschlag absetzte. Das übrig gebliebene chemisch reine Niob hat eine Dichte von 12,7; es ist etwa ebenso weich als Schmiedeeisen, läßt sich zu dünnem Blech (bis zu 0,05 mm) auswalzen und mit der Schere in feine Streifen schneiden. Das Drahtziehen stößt auf Schwierigkeiten. Bei Rotglut läßt es sich schweißen. Sein spezifischer elektrischer Widerstand beträgt für einen Streifen von 1 m Länge und 1 qmm Querschnitt 0,187; seine spezifische Wärme ist 0,071; seine Atomwärme 6,67 fügt sich dem Gesetze von *Dulong* und *Petit*. Als Anode in verdünnter Schwefelsäure wird das Niob passiv; es läßt ähnlich dem Aluminium Strom nur in einer Richtung durch, so daß es als Gleichrichter für Wechselstrom benutzt werden kann. Der Schmelzpunkt liegt bei 1950°. Beim Glühen in Wasserstoff verwandelt sich das Niob in NbH, ein dunkelgraues Pulver, das an der Luft zu Pentoxyd verbrennt. An der Luft oxydiert sich erhitztes Niob nur langsam. Salpetersäure, Salzsäure, Königswasser, konzentrierte Schwefelsäure greifen auch beim Kochen reines Niob nicht an. In warmer Flußsäure löst sich das Metall langsam auf, sehr rasch in Berührung mit Platin. Von schmelzendem Alkali und Salpeter wird das Niob als niobsaures Salz aufgelöst.

Kleine Mengen von Niobmetall lassen sich auch gewinnen, wenn man Niobpentoxyd mit Paraffin vermischt, die so gewonnene bildsame Masse zu Fäden verarbeitet und diese Fäden durch Kohlenpulver bei Weißglut zu Tetroxyd reduziert und schließlich diese Tetroxydfäden im Vakuum durch Wechselstrom zum Glühen erhitzt. Durch den Strom werden die Fäden allmählich in Metall umgewandelt, während Sauerstoffgas frei wird.

Zur Verwendung in Glühlampen eignet sich das Niob im Gegensatz zum Tantal nicht, weil das Niob im Vakuum stark verdampft und zu leicht schmilzt. (Z. f. Elektrochemie 1907, S. 145—149.) *A.*

Verfälschung von Mennige. (*A. Reinsch.*) Zum Streichen gelieferte Mennige bestand zu 59 v. H. aus Schwerspat, der mit einem Teerfarbstoff rot gefärbt war. Eine Probe, die als „chemisch reine Mennige" bezeichnet war, bestand sogar zu 92 v. H. aus gefärbtem Schwerspat! (Bericht des chemischen Untersuchungsamtes der Stadt Altona für das Jahr 1906, S. 31.) *A.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Oberflächen-Kontaktsystem. (*Kinzbrunner.*) Auf der Lincolner Straßenbahn ist mit vorzüglichem Erfolge seit Anfang 1906 das *Griffiths-Bedell*sche Knopfkontakt-System in Betrieb. Bei demselben ist unter dem Pflaster in dickwandigen Steingutröhren ein blankes Stromzuführungskabel verlegt. In Abständen von 3 m sind die durch kräftige Granitwürfel gestützten Kontaktapparate durch Steingutaufsätze an die Röhren angeschlossen. Der bewegliche Teil des Kontaktapparates wird durch einen an dem Motorwagen angebrachten Elektromagneten, entgegen einer Federkraft, nach abwärts gedrückt, so daß der Kohlefuß des beweglichen Teiles das Stromzuführungskabel berührt und den Knopf unter Spannung setzt. Die Feder hebt nach Vorbeifahrt des Wagens den Kohlekontakt wieder empor und der Knopf wird daher selbsttätig wieder spannungslos. Der Stromabnehmer besteht aus einer größeren Anzahl kettenartig verbundener Glieder. Sollte durch Versagen ein Knopf unter Spannung bleiben, so wird durch einen am Ende des Wagens angebrachten Kontakthebel ein Automat gespeist, der den Wagenstromkreis unterbricht und hierdurch auf die Unregelmäßigkeit aufmerksam macht. Zur Erregung der Elektromagnete auf dem Wagen dient eine Akkumulatorenbatterie von 18 Volt Spannung. Versuche mit der Höchstgeschwindigkeit der verwendeten Fahrzeuge (32 km/Std.) ergaben eine einwandfreie Stromzuführung. (Schweizerische elektrotechnische Zeitschrift 1907, S. 61—62.) *Pr.*

Ueberwachung elektro-magnetischer Bremsen. (*Manther.*) Isolationsfehler an den zur Kurzschlußbremsung dienenden Kabeln eines elektrisch angetriebenen Fahrzeuges werden dann leicht unbemerkt bleiben, wenn durch den Fehler weder eine Unterbrechung noch ein Kurzschluß des Stromes, sondern nur ein Nebenschluß zu den Magnetwicklungen der Motoren hergestellt wird und wenn ferner diese Stromableitung nur beim Bremsen auftritt. Letzteres ist sehr wohl möglich, da dann die nicht ganz festverlegten Kabel in der Fahrtrichtung ausschwingen und sich mit ihrer durch Beschädigung der Umhüllung mehr oder weniger frei liegenden Seele gegen Eisenteile legen können. Da der Nebenschluß zu den Magnetwicklungen eine Verminderung des Ankerstromes zur Folge hat, werden Beschädigungen durch Ueberlastung der Kabel wie bei anderen Kurzschlüssen nicht auftreten, und die ferner vorhandene verminderte Bremswirkung wird meist erst anläßlich eines Unglücksfalles an dem Versagen der Kurzschlußbremse wahrgenommen. Um letzteres zu vermeiden, setzt *Kramer* die bei der Fahrt nicht benutzten Bremskabel über einen kleinen Apparat unter Spannung. Der Apparat enthält einen dünnen Kupferdraht, der bei Isolationsfehlern durch den auftretenden starken Strom zerstört wird und dann eine Scheibe frei gibt, die unter dem Einfluß einer Feder sich in eine solche Lage dreht, daß unter dem Fenster in der Deckplatte des Apparates das Gefahrzeichen erscheint. (Deutsche Straßen- und Kleinbahnzeitung 1907, S. 107—108 und S. 130—138.) *Fr.*

Zahnräder für Motorwagen. Die neuen von der *Electro Tramway Equipment Company* in Birmingham gebauten Zahnräder bestehen aus drei Teilen, von denen der mittlere mit Speichen versehene zylindrische Teil auf die Wagenachse aufgepreßt und erst auf diesen die beiden halbkreisförmigen Zahnsegmente mit entsprechend großer Innenbohrung unter Einfügung einer Feder zur Uebertragung des Drehmomentes aufgesetzt werden. Wie ohne weiteres erkennbar, sind hierbei die nach Abnutzung der Zähne zu erneuernden Teile leichter und daher billiger als bei der früheren Bauart. Das Mittelteil

ist unbegrenzt verwendbar und kann nach Verbrauch einer Achse auf eine neue aufgepreßt werden. Die höheren Anschaffungskosten machen sich daher auf jeden Fall bezahlt. (Street Railway Journal 1907, Bd. I S. 220.) *Pr.*

Wagenbeleuchtung. (*Taylor.*) Bei Ueberlandlinien läßt es sich nicht vermeiden, daß in der Oberleitung starke Spannungsabfälle auftreten und daß daher die an den Glühlampen des Wagens vorhandene Spannung sich ebenso wie deren Leuchtkraft stark ändert. Es sind bereits Apparate gebaut worden, die selbsttätig diese Spannungsschwankungen durch Abschalten von Lampen oder durch Regeln eines Vorschaltwiderstandes ausgleichen. Auf einfachere Weise läßt sich jedoch gemäß den Angaben des Verfassers der Uebelstand beheben, wenn man mit dem Kompressor-Motor eine besondere Beleuchtungsdynamo antreibt. Die dann verfügbare niedere Spannung ist zugleich von Vorteil für den Betrieb eines Scheinwerfers mit einer Bogenlampe an der Vorderseite des Wagens, da die sonst in den Vorschaltwiderständen zu vernichtende große Energiemenge ganz erheblich verringert wird. Die Verwendung des Scheinwerfers ist anderseits für Ueberlandbahnen geboten, da sich dann die Strecke bei klarem Wetter auf etwa 1000 m und bei Nebel, Regen oder Schnee noch bis auf etwa 150 m weit überblicken läßt und hierdurch wesentlich die Verkehrssicherheit gefördert wird. (Street Railway Journal 1907, Bd. I S. 215—217.) *Pr.*

Technische Chemie.

Schmelzen von Chlorkalium mit Chlornatrium. (*Kurnakow* und *Zemczusnyj.* Geschmolzene Gemische von Chlorkalium mit Chlornatrium haben eine tiefste Schmelztemperatur (664°) bei einem Gehalt von 50—51 Molekularprozenten Chlorkalium. Es scheidet sich aber *kein* eutektisches Gemenge aus, sondern es bilden sich *Mischkristalle*, die bei weiterer Abkühlung unter beträchtlicher Wärmeentwicklung zerfallen; dabei wird die klare Masse weiß und undurchsichtig. Die Umwandlungstemperatur ändert sich je nach der Zusammensetzung zwischen den Grenzen 407° und 300°; durch rasches Abkühlen kann man die Umwandlung verzögern.

Gemische von Bromkalium mit Bromnatrium bilden beim Erstarren Mischkristalle, die beim Abkühlen nicht merklich zerfallen; das gleiche gilt von den Jodsalzen. Dagegen bilden die Fluorsalze nur im beschränkten Maße Mischkristalle, da sich in festem Fluorkalium nur 12 v. H. Fluornatrium und umgekehrt in Fluornatrium weniger als 3 v. H. Fluorkalium löst. (Zeitschr. f. anorgan. Chemie 1907, Bd. 52, S. 186—201.) *A.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftanlage Beznau. Das *Elektrizitätswerk Beznau* (Schweiz) nützt das Gefälle der Aare zwischen der Einmündung der Limmat und der Ortschaft Eien auf 7000 m Länge aus. Das Gefälle wird auf einen Punkt konzentriert dadurch, daß 1. oberhalb ein bewegliches Stauwehr angelegt ist, 2. das gestaute Wasser durch den Oberwasserkanal zum Turbinenhaus geführt wird. Die Wassermenge beträgt während 359 Tagen mindestens 195 cbm, während 20 Tagen 1000 cbm/Sek. Die Maschinenkapazität erreicht einschl. einer Dampfreserve von 7000 PS über 20000 PS. Der Bau wurde im November 1898 begonnen und wie folgt vollendet: der gesamte bauliche Teil und die sechs ersten Generatorturbinengruppen nebst Erregern von Anfang 1898 bis November 1902; drei weitere Generatorturbinengruppen von Juni 1903 bis Mai 1904; die zwei letzten Maschinengruppen von Juli 1904 bis August 1905; die Dampfkraftanlage mit drei Kesseln und einer Dampfturbinengruppe von Dezember 1904 bis Dezember 1905; drei weitere Kessel und die zweite Dampfturbinengruppe von Mai 1906 bis November 1906; die Betriebseröffnung fand im Herbst 1902 statt.

Da das Gelände sich zum Aufstau eignete, wurden mit Ausnahme eines 650 m langen Hochwasserdammes keine größeren Kunstbauten erforderlich. Das Stauwehr ist als Schützenwehr (System *Stoney*) ausgebildet und besteht aus sieben Oeffnungen von je 15 m l. W. Das Wehr ist ganz auf felsigen Untergrund eingebettet; die Auflageflächen der Schützen sind durchweg mit gußeisernen Platten armiert; Wehrschwellen und Wehrpfeiler sind in Zementbeton ausgeführt; auf den Pfeilern liegt eine Parallel-Fachwerkträger-Dienstbrücke, auf deren Obergurt die Aufzugsmechanismen der Schützen angeordnet sind. Die Schützen sind 6,30 m hoch, jede besteht aus sieben wagerecht angelegten Fachwerkträgern, an die sich oberwasserseits eine ebene Blechwand legt. Zur Abdichtung der Schützen dienen eichene Balken. Die Führung der Schützen erfolgt durch Rollenwagen. Die Bewegung erfolgt von Hand oder durch einen 8 PS Drehstrommotor. Der 1180 m lange Oberwasserkanal mit 0,15‰ Gefälle ist in kiesiges Terrain eingeschnitten. Sohlenbreite 42 m, Böschung zweifüßig. Der Kanaleinlauf ist fast senkrecht zum Stromstrich angeordnet; er besteht aus zwei gemauerten Widerlagern und eisernen Böcken, die in 5 m breites, in den Felsen fundiertes Sohlenmauerwerk verankert sind. Die Oeffnungen sind durch 15 einfache, eiserne Schützen abschließbar.

Das Turbinenhaus ist schräg zur Kanalachse angeordnet. Der Unterbau ist in Beton ausgeführt und in den Alluvial-Untergrund so tief versenkt, wie sich als notwendig herausstellte, um die Turbinenlage gegen Setzen, Unterwaschungen und Auftrieb sicher zu stellen. Es enthält 11 Kammern für Generator- und 2 für Erregerturbinen. An das Turbinenhaus ist eine Fischtreppe und eine Kahnschleuse angebaut, sodann das Kessel- und Maschinenhaus zur Aufnahme der Dampfturbinen, an die entgegengesetzte Stirnseite des Turbinenhauses ist das Schalthaus angebaut.

Für alle unter Wasser auszuführenden Arbeiten wurde das pneumatische Verfahren angewendet und zwar mit Hilfe von „Caissons fixes", von „Caissons mobiles" und „Caissons flottantes". Die Aushebung des Oberwasserkanals erfolgte durch Trockenbaggerung.

Die Wasserturbinenanlage besteht aus 11 Generatorturbinen und 2 Erregerturbinen (wovon eine Reserve). Die Turbinenanlage umfaßt ferner einen 90 m breiten Einlaufrechen, 13 Einlaßschützen, 2 Preßölpumpen, eine Preßölleitung mit Zubehör und eine Entwässerungsanlage. Bei der Anlage galt als Hauptgrundsatz, daß das Werk, einmal in Betrieb gesetzt, nicht mehr abgestellt werden darf; es können daher alle Revisionen und Reparaturen ohne Betriebsstörung vorgenommen werden.

Die Generatorturbinen sind zum Zwecke einer rationellen, direkten Kupplung mit den Generatoren dreistufig angeordnet; sie arbeiten mit 66,6 Uml/Min. Es sind zwei Arten von Turbinen vorhanden: Niederwasser- und Hochwasserburbinen. Die ersten (wovon zuerst 6 aufgestellt) leisten 750 PS bei 3,3 m und 1000 PS bei 3,9 m Gefälle; bei höheren Gefällen sind sie bis 1200 PS belastet worden. Die fünf Hochwasserturbinen leisten 900 PS bei 3,2 m und 1200 PS bei 3,7 m Gefälle. Der Betrieb ist so eingerichtet, daß bei Niederwasser zunächst die sechs Niederwasserturbinen voll belastet und mit Zunahme der Wassermenge die Hochwasserturbinen nacheinander zugeschaltet werden. Der Wirkungsgrad für die Hochwasserturbinen wurde bei 3,20 m Bruttogefälle zu 66 v. H. garantiert, was bei Versuchen erreicht wurde. Die Niederwasserturbinen ergaben bei 4,40 m Gefälle und 1050 PS Leistung 81 v. H. Wirkungsgrad (garantiert 76 v. H.)

Konstruktiv unterscheiden sich die Hochwasserturbinen von den Niederwasserturbinen dadurch, daß bei den letzteren die Eintrittsbreite und somit die Durchflußquerschnitte wesentlich größer sind. Die Laufräder haben 2,30 m äußeren Durchm., sie sind derart angeordnet, daß das untere und das oberste Laufrad nach unten, und das mittlere nach oben ausgießt. Das letzte Laufrad mit Vollscheibe dient gleichzeitig als Entlastungskolben für den Rotor.

Die Regulierung erfolgt von einer gemeinschaftlichen vertikalen Welle aus auf alle drei Kränze gleichzeitig und zwar mittels drehbar in die Leitkanäle passend eingebauter Zungen-

schieber. Der Turbinenstupf ist teilweise hydraulisch entlastet und mit Wasserkühlung versehen; das Gesamtgewicht des Rotors beträgt 45 t. Die Regulatoren werden mit Preßöl betrieben und haben einen wagerecht angeordneten Differentialkolben. Die Oeldruckanlage ist als Zentralanlage mit großen Reserveanlagen angeordnet. (Fortsetzung folgt.) (Schweizerische Bauzeitung 1907, S. 67—73, 85—88, 93—99 und 114—116.)

A. M.

Bücherschau.

Handbuch der elektrolytischen Metallniederschläge. Von Dr. *Georg Langbein.* 6. Auflage. Leipzig 1906. Julius Klinkhardt.

Der Verfasser hat das Buch in erster Linie für seine zahlreichen Geschäftsfreunde geschrieben; es soll also ein praktisches Handbuch sein, das, ohne besondere Vorkenntnisse vorauszusetzen, über die Theorie kurz unterrichtet und die Einrichtung einer galvanoplastischen Anstalt, die Zusammensetzung der Bäder, die Vor- und Nachbehandlung der Metallwaren usw. eingehend bespricht. Auf Grund seiner großen eigenen Erfahrung wird *Langbein* dieser Aufgabe gerecht. Das Buch ist zu empfehlen.

Arndt.

Deutsches Patentrecht für Chemiker. Von Dr. *Julius Ephraim.* Halle 1907. Wilhelm Knapp.

In dem rührigen Verlage von *W. Knapp* ist als 25. Band der Monographien über angewandte Elektrochemie das obige Buch erschienen, das unter steter Bezugnahme auf zahlreiche praktische Beispiele, die der chemischen Patentliteratur entnommen sind, alle wichtigen Patentfragen gründlich erörtert. In Anbetracht der vielen Schwierigkeiten, die auf diesem Sondergebiete oft auftauchen, wird das umfangreiche Werk vielen Chemikern willkommen sein, wenngleich seine Sprache leider an nicht wenigen Stellen schwerfälliges Juristendeutsch ist.

Arndt.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Theoretische Berechnung der Betoneisen-Konstruktionen mit ausführlichen Beispielen. Von *Heinrich Pilgrim*, Ingenieur in Stuttgart. Mit 78 Abb. Wiesbaden, 1906. C. W. Kreidel. Preis geh. M. 2,80.

Die Thermodynamik der Dampfmaschinen. Von *Fritz Krauß*, Ingenieur, behördlich autorisierter Inspektor der *Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungsgesellschaft* in Wien. Mit 17 Abb. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geh. M. 3,—.

Das gezogene und das ziehende Rad. Die Wechselwirkung zwischen Rad und Straße und die Radlinie. Von *Gravenhorst*, Baurat, Landesbauinspektor zu Stade. Mit 20 Abb. Wiesbaden, 1906. C. W. Kreidel. Preis geh. M. 1,60.

Die wissenschaftlichen Grundlagen der Elektrotechnik. Von Dr. *Gustav Benischke.* Zweite erweiterte Auflage von „Magnetismus und Elektrizität mit Rücksicht auf die Bedürfnisse der Praxis“. Mit 489 Abb. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geh. M. 12,—, geb. M. 13,20.

Der Schneider von Ulm. Geschichte eines 200 Jahre zu früh Geborenen. Von *Max Eyth.* In zwei Bänden. Stuttgart und Leipzig, 1907. Deutsche Verlagsanstalt. Preis geh. M. 8,—, geb. M. 10,—.

Theorie der Verbundbauten in Eisenbeton und ihre Anwendung. Von *G. Barkhausen*, Professor, Geheimer Regierungsrat in Hannover. Mit 17 Abb. Wiesbaden, 1907. C. W. Kreidel. Preis geh. M. 2,—.

Eingesandt.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Deutsche Schiffbau-Ausstellung Berlin 1908.

Der Verein Deutscher Schiffswerften veranstaltet vom April bis Oktober nächsten Jahres in den Räumen des neuen Ausstellungsgebäudes am Zoologischen Garten eine *Deutsche Schiffbau-Ausstellung*, welche ein umfassendes, übersichtliches Bild des derzeitigen Standes des deutschen Schiffbauwesens bieten soll. In der Ausstellung, deren Leitung in den Händen eines Ausschusses liegt, der durch seinen Vorsitzenden Herrn Geh. Reg.-Rat Prof. *Busley* vertreten wird, werden Modelle von Schiffen, Jachten und Booten, Schiffsmaschinen, Schiffskesseln, Hilfsmaschinen und Propellern, Kajüt- und Saloneinrichtungen, sowie Schiffsausrüstungen jeder Art, Modelle von Häfen, Docks, Werften, Werkstätten usw., ausgeführte kleinere Schiffsmaschinen, Bootsmaschinen, Hilfsmaschinen und Motoren, ferner Luxuskabinen, Schiffskammern, Schiffbaumaterial, Schiffswaffen, nautische Instrumente, kleine Jachten, Ruder- und Motorboote, endlich Marineliteratur, Seekarten usw. zur Schau gestellt werden.

Die Ausstellung soll im Gegensatz zu weitläufigen Weltausstellungen auf kleinem Raum ein Bild des gesamten deutschen Schiffbaues und der mit ihm arbeitenden Industrien entrollen. Es sollen deshalb hauptsächlich Modelle, sowie kleinere Motore und Apparate ausgestellt und, wenn irgend möglich, im Betriebe vorgeführt werden. Als Betriebskraft steht elektrische Energie zur Verfügung. Für die Ausstellung größerer Motore und umfangreicherer Gegenstände ist die Zustimmung des Ausstellungs-Ausschusses erforderlich.

Da die Werften zum größten Teile Schiffsmodelle zur Ausstellung bringen, so ergeht an die Reedereien und die mit dem Schiffbau zusammenhängenden Industrien die Bitte, keine Schiffsmodelle anzumelden, um Wiederholungen eines und desselben Modelles zu vermeiden. Die Werften werden dafür ihre Schiffsmodelle mit einer deutlichen Angabe der Reederei versehen, für welche sie das Fahrzeug geliefert haben, und die Modelle der für ein und dieselbe Firma erbauten Schiffe, soweit dies irgend durchführbar ist, zu besonderen Gruppen vereinigen. Dagegen werden die Reedereien gebeten, möglichst Salon- und Kajüteinrichtungen, Luxuskabinen, Küchen, Post- und Vorratsräume und dergl. entweder in wirklicher Ausführung oder in Modellen, ferner die Modelle ihrer Docks, Landungsvorrichtungen, Fahrgasthallen usw., sowie besondere Schiffsausrüstungsgegenstände zur Ausstellung zu bringen.

Die Ausstellung wollen außer den 3 kaiserlichen Werften 31 deutsche Schiffswerften beschicken, welche zusammen schon 5000 qm Grundfläche belegt haben. Auch mehrere große Reedereien haben bereits ihre Beteiligung zugesagt.

Anmeldungen sind zu richten an die *Deutsche Schiffbau-Ausstellung Berlin 1908*, Berlin W., Leipziger Platz 16.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 21. Berlin, 25. Mai 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Weitere Beiträge zur Untersuchung der Kräfteverteilung am Rechen der Siemens-Blockwerke.

Von Prof. Ing. **Robert Edler**, Wien.

In einem vor kurzer Zeit erschienenen Aufsatze (D. p. J. Heft 7, S. 104, Fig. 13 und 14 d. Bd.) bespricht Oberingenieur *L. Kohlfürst* die von mir seinerzeit durchgeführte Untersuchung der Kräfteverteilung an den Rechenzähnen und den Ankerschneiden der *Siemens*-Blockwerke, und zwar sowohl für *Dreieckzähne* (Fig. 13 a. a. O.), wie sie seit jeher von der *Siemens & Halske A.-G.* verwendet werden, als auch für *Viereckzähne* (Fig. 14 a. a. O.), wie sie zuerst der Signalbauanstalt *Südbahnwerk* in Wien patentiert wurden und bei den zwangläufig gesteuerten Blockwerken dieser Firma in Verwendung kamen.

Während nun bezüglich der Kräfteverteilung an den Viereckzähnen kein Anlaß vorliegt, dem Aufsatze von *L. Kohlfürst* noch etwas hinzuzufügen, sind bezüglich der *Dreieckzähne* noch einige Ergänzungen am Platze. Zunächst sei erwähnt, daß der in Fig. 13 auf S. 103 d. B.) wiedergegebenen graphischen Untersuchung des Kräftespiels ein *Winkel von 60°* an der Spitze der Rechenzähne zugrunde liegt, was ich deshalb besonders hervorhebe, weil die Größe dieses Winkels in dem erwähnten Aufsatze nicht angegeben ist. Begreiflicherweise hängt die Größe der schädlichen Kraft X, welche die Hemmung auszuwerfen sucht, und der im wesentlichen nur die Komponente R_1 des Reibungsbetrages R zwischen den Ankerschneiden und Sektorzähnen, sowie die magnetische Zugkraft der polarisierten Ankerzunge entgegen wirkt, unter sonst gleichen Umständen hauptsächlich von der Größe des Spitzenwinkels der Dreieckzähne am Rechen ab; je kleiner dieser Winkel φ ist, desto geringer wird die schädliche Kraft X, und zwar sowohl für den Punkt A als auch für den Punkt B.

Die seinerzeitige Untersuchung einer Reihe neuer und dem Betriebe entnommener Rechen zeigte nun, daß die Größe dieses Winkels φ durchaus nicht immer dieselbe ist; bei meinen eigenen Untersuchungen fand ich, daß die meisten Zähne einen Winkel $\varphi = 53°$ bis $59°$ besaßen, bei je einem Zahn war $\varphi = 48°$, $50°$, $51°$ und $61°$. Wie ich nachträglich in Erfahrung brachte, kommen auch Winkel bis zu $40°$ herab vor; dadurch wird natürlich die schädliche Kraft X kleiner als es der Fig. 13 a. a. O. entspricht. Die Messung des Winkels φ macht allerdings, wenn sie unmittelbar am Rechen selbst vorgenommen wird, wegen der Kleinheit der Zähne ziemliche Schwierigkeiten, und deshalb benutzte ich seinerzeit bei den von mir durchgeführten Messungen ein Skioptikon, mit dessen Hilfe das Schattenbild des Sektors in solcher Größe an die Wand geworfen werden konnte, daß die Dreieckseiten der Zähne etwa 5 cm groß wurden, so daß eine hinreichende Genauigkeit bei der Winkelmessung zu erzielen war und die Fehler kaum 1 bis 2° übersteigen konnten.

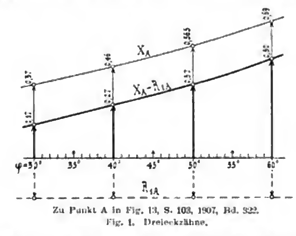
Der Umstand, daß die Größe des Winkels φ in recht weiten Grenzen schwankt, veranlaßte mich nun, die Untersuchung auch auf andere Winkel als $\varphi = 60°$ auszudehnen, wobei natürlich die Art und Weise der Bestimmung der schädlichen Kraft X stets dieselbe blieb und ganz im Sinne der Fig. 13 auf S. 103 d. B.) durch Konstruktion erfolgte.

Wenn man die Untersuchung zunächst für den Punkt A durchführt, so erhält man:

für $\varphi = 30°$ . . . $X_A = 0{,}37 \, . \, P$
„ $\varphi = 40°$ . . . $X_A = 0{,}46 \, . \, P$
„ $\varphi = 50°$ . . . $X_A = 0{,}565 \, . \, P$
„ $\varphi = 60°$ . . . $X_A = 0{,}69 \, . \, P$,

wobei P die auf den Punkt A reduzierte Umfangskraft ist, welche von der gespannten Schlittenfeder auf den in der Tieflage stehenden Rechen übertragen wird und denselben zum Hochlaufen veranlassen will.

Die vorstehenden Werte der schädlichen Kraft X_A sind in der Fig. 1 als Funktion des Zahnwinkels φ eingetragen; dadurch ist die Kurve X_A bestimmt, deren Ordinaten von der Horizontalen nach aufwärts aufgetragen sind. Dieser Kraft X_A wirkt nun im wesentlichen nur die Komponente R_{1A} der Reibung R_A zwischen der Ankerschneide S_1 und dem Sektorzahn in A entgegen; in Fig. 1 ist die Größe der Kraft R_{1A} für einen Reibungskoeffizienten $f = 0{,}2 = 20$ v. H. gleichfalls eingetragen, und zwar von der Horizontalen nach abwärts (Kurve R_{1A}). Es verbleibt demnach die Kraft $X_A - R_{1A}$, welche die Hemmung

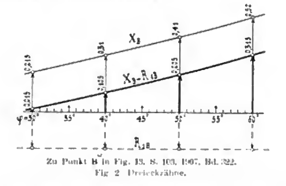


Zu Punkt A in Fig. 13, S. 103, 1907, Bd. 322.
Fig. 1. Dreieckzähne.

(Ankerschneide S_1) auszuwerfen sucht, und der — abgesehen von der ganz geringen Reibung in den Körnerspitzen des polarisierten Ankers und von dem geringfügigen Uebergewichte der auf dem unteren Pol aufliegenden Ankerzunge — nur noch die magnetische Zugkraft des polarisierten Ankers entgegenwirkt. Für diese Kraft $X_A - R_{1A}$ ergeben sich folgende Werte:

für $\varphi = 30^0$ . . . $X_A - R_{1A} = 0{,}17 \cdot P$
„ $\varphi = 40^0$ . . . $X_A - R_{1A} = 0{,}27 \cdot P$
„ $\varphi = 50^0$ . . . $X_A - R_{1A} = 0{,}37 \cdot P$
„ $\varphi = 60^0$ . . . $X_A - R_{1A} = 0{,}50 \cdot P$.

Man kann sich von der Richtigkeit der vorstehenden Betrachtungen über die Wirkung der einzelnen Kräfte am einfachsten dadurch überzeugen, wenn man an Stelle des polarisierten Ankers einen noch unmagnetischen Anker einbaut; es läuft dann der Sektor (wenigstens bei $\varphi = \sim 50^0 \sim 60^0$) entweder sofort oder nach einer geringen Erschütterung (Klopfen auf den Druckknopf oder dergl.) ganz nach aufwärts und versetzt dabei den unmagnetischen Anker in rasche Pendelschwingungen. Dadurch ist es unzweifelhaft nachgewiesen, daß die sichere Sperrung der Blockeinrichtung *nur* von dem dauernd guten Magnetisierungszustande des polarisierten Ankers abhängt; allerdings kommt eine gänzliche Entmagnetisierung des Ankers, bezw. eine gefährliche Schwächung des Magnetisierungszustandes desselben nur sehr selten vor, liegt aber immerhin im Bereiche der Möglichkeit und verdient daher wenigstens einige Berücksichtigung.



Zu Punkt B in Fig. 13, S. 103, 1907, Bd. 322.
Fig. 2. Dreieckzähne.

Führt man nun dieselbe Untersuchung für den Punkt B durch (vergl. Fig. 2), so erhält man:

für $\varphi = 30^0$ . . . $X_B = 0{,}215 \cdot P$
„ $\varphi = 40^0$ . . . $X_B = 0{,}31 \cdot P$
„ $\varphi = 50^0$ . . . $X_B = 0{,}41 \cdot P$
„ $\varphi = 60^0$ . . . $X_B = 0{,}52 \cdot P$

und für die Kraft $X_B - R_{1B}$, welche die Hemmung (Ankerschneide S_2) auszuwerfen sucht:

für $\varphi = 30^0$ . . . $X_B - R_{1B} = 0{,}015 \cdot P$
„ $\varphi = 40^0$ . . . $X_B - R_{1B} = 0{,}105 \cdot P$
„ $\varphi = 50^0$ . . . $X_B - R_{1B} = 0{,}205 \cdot P$
„ $\varphi = 60^0$ . . . $X_B - R_{1B} = 0{,}315 \cdot P$.

Im Punkte B wirkt dabei das Uebergewicht der jetzt am oberen Pol anliegenden Ankerzunge im ungünstigen Sinne, d. h. also im Sinne der Kraft $X_B - R_{1B}$, während die Reibung in den Körnerspitzen des Ankers die Hemmung festzuhalten sucht; allerdings ist diese Reibung so gering, daß sie kaum zur Geltung kommt, gar mit Rücksicht auf die erforderliche Reduktion auf den Punkt B.

Zu denselben Ergebnissen, die hier durch Konstruktion gefunden wurden, gelangt man natürlich auch auf dem Wege der Rechnung; man hätte dabei etwa folgenden Weg einzuschlagen (z. B. für den Punkt A in Fig. 13, S. 103 d. Bd.):

Bezeichnet man den Winkel PAN mit α, den Winkel NAX mit β und den Winkel P_2AP mit γ, so ist:

$$P = N \cdot \cos\alpha$$
$$X_A = N \cdot \cos\beta,$$

somit

$$\frac{X_A}{P} = \frac{\cos\beta}{\cos\alpha}.$$

Dabei ist:

$$\alpha + \beta + \gamma = 90^0.$$

Der Winkel γ läßt sich aber aus dem Dreieck O_1AO_2 bestimmen, da der Winkel $P_1AT = \gamma$ und der Winkel $TAO_2 = 90^0$ ist; somit ist der Winkel $O_1AO_2 = (90^0 + \gamma)$. Bezeichnet man daher die Achsenentfernung O_1O_2 mit a, die Länge O_1A mit b und den Halbmesser O_2A mit r_1, so erhält man nach dem Kosinussatze der Trigonometrie:

$$a^2 = b^2 + r_1^2 - 2 \cdot b \cdot r_1 \cdot \cos(90 + \gamma)$$
$$= b^2 + r_1^2 + 2 \cdot b \cdot r_1 \cdot \sin\gamma.$$

Mit den Werten:

$$a = 60 \text{ mm}, \; b = \sim 55 \text{ mm}, \; r_1 = \sim 18{,}5 \text{ mm},$$

wie sie den Ausführungen im Mittel entsprechen, findet man.

$$\sin\gamma = \sim 0{,}1145, \text{ also } \gamma = \sim 6^1/_2{}^0.$$

Da nun der Punkt A nahezu an der Spitze des Dreieckzahnes liegt, so kann man ohne merkbaren Fehler den Winkel α gleich dem halben Spitzenwinkel φ des Sektorzahnes setzen, also $\alpha = \sim \varphi/2$; dann wird aber:

$$\alpha + \beta = 90^0 - \gamma = \sim 90^0 - 6^1/_2{}^0 = \sim 83^1/_2{}^0$$

somit

$$\beta = \sim 83^1/_2{}^0 - \alpha$$

und

$$\frac{X_A}{P} = \frac{\cos\beta}{\cos\alpha} = \frac{\cos(83^1/_2 - \alpha)}{\cos\alpha}$$
$$= \cos 83^1/_2{}^0 + \sin 83^1/_2{}^0 \cdot \operatorname{tg}\alpha$$
$$= \sin 6^1/_2{}^0 + \sin 83^1/_2{}^0 \cdot \operatorname{tg}\varphi/2$$
$$= \sim 0{,}115 + 0{,}994 \cdot \operatorname{tg}\varphi/2.$$

Die Komponente R_{1A} des Reibungsbetrages R_A zwischen der Ankerschneide S_1 und dem Sektorzahn in A wird aber:

$$R_{1A} = R_A \cdot \cos(\varphi/2 + \gamma) = \sim R_A \cdot \cos(\alpha + \gamma)$$

wobei:

$$R_A = f \cdot N = \sim 0{,}2 \cdot N = 0{,}2 \cdot \frac{P}{\cos\alpha},$$

daher ist:

$$\frac{R_{1A}}{P} = \sim 0{,}2 \cdot \frac{\cos(\alpha + \gamma)}{\cos\alpha} = 0{,}2 \cdot (\cos\gamma - \sin\gamma \cdot \operatorname{tg}\alpha)$$
$$= \sim 0{,}2 \cdot (0{,}994 - 0{,}115 \cdot \operatorname{tg}\varphi/2),$$

somit wird die Kraft $(X_A - R_{1A})$, welche die Hemmung auszuwerfen sucht, zu bestimmen sein aus der Gleichung:

$$\frac{X_A - R_{1A}}{P} = \sim 0{,}115 + 0{,}994 \cdot \operatorname{tg}\varphi/2$$
$$- 0{,}2 \cdot (0{,}994 - 0{,}115 \cdot \operatorname{tg}\varphi/2)$$
$$= \sim 1{,}017 \cdot \operatorname{tg}\varphi/2 - 0{,}084.$$

Man erhält dann folgende Tabelle:

φ	$\operatorname{tg} \varphi/2$	$1{,}017 \cdot \operatorname{tg} \varphi/2$	$\frac{X_A - R_{1A}}{P}$
30°	0,268	0,272	0,188
40°	0,364	0,370	0,286
50°	0,466	0,473	0,389
60°	0,577	0,586	0,502

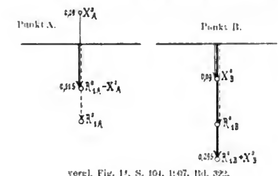
Diese Werte für $(X_A - R_{1A}) : P$ stimmen mit den obigen, durch die Konstruktion ermittelten Werten genügend überein; die geringen Unterschiede sind auf die Abrundungen der Zahlwerte und auf die unvermeidlichen Fehler bei der Konstruktion zurückzuführen.

In derselben Weise ließe sich natürlich auch die Rechnung für den Punkt B (untere Ankerschneide S_2) durchführen.

Was nun die Verteilung der Kräfte bei den *Viereckzähnen* betrifft, so ist im Punkte A (vergl. Fig. 14, S. 104, d. B.), wie schon im Aufsatze von *L. Kohlfürst* erwähnt wurde, die schädliche Kraft $X_A = 0{,}08 \cdot P_0$; ihr wirkt aber die Komponente $R_1{}^0{}_A$ entgegen, so daß noch übrig bleibt (vergl. Fig. 3):

$$R_1{}^0{}_A - X_{0A} = 0{,}115 \cdot P_0;$$

die Richtung dieser Kraft fällt aber zusammen mit der



vergl. Fig. 14, S. 104, 1907, Bd. 322.
Fig. 3. Viereckzähne.

Richtung der Komponente $R_1{}^0{}_A$ der Reibung R_{0A}, so daß bereits im Punkte A ein Auswerfen der Hemmung nicht zu erwarten ist, selbst wenn der Reibungskoeffizient kleiner als 0,2 werden sollte, was bei einer unbeabsichtigten Oelung der Ankerschneiden möglich wäre.

Noch günstiger liegen die Verhältnisse beim Punkte B (untere Ankerschneide S_2), denn hier wird $X_{0B} = -0{,}09 \cdot P_0$, fällt also schon von vornherein mit der Richtung $R_1{}^0{}_B$ zusammen, so daß die resultierende Kraft

$$R_1{}^0{}_B + X^0{}_B = 0{,}295 \cdot P_0$$

die Hemmung festhält; diese Sperrung wird aber mit zunehmender Spannkraft der Schlittenfeder, welche die Kraft P_0 auf den Rechenzahn überträgt, nur noch sicherer, so daß der Einbau einer zu starken Schlittenfeder nicht nur eine unbeabsichtigte Verschlußlösung nicht herbeiführen kann, sondern dieselbe sogar umso sicherer verhindert.

Auch davon kann man sich durch einen einfachen Versuch überzeugen, indem man die Blockeinrichtung mit Viereckzähnen nach dem Einbau eines unmagnetischen Ankers in die Verschlußlage bringt; der Rechen bleibt dann auch nach dem Loslassen des Druckknopfes ruhig in seiner Tieflage stehen, und auch verhältnismäßig energische Erschütterungen vermögen höchstens das Auswerfen der Schneide S_1 zu bewirken, niemals aber die Ankerschneide S_2 im Punkte B zu beseitigen.

Jedenfalls geht aus den theoretischen Untersuchungen über die Kräfteverteilung und aus den Versuchen mit dem unmagnetischen Anker mit überzeugender Deutlichkeit hervor, daß die Sperrung bei den Dreieckzähnen in erster Linie von dem dauernd guten magnetischen Zustande des polarisierten Ankers abhängt, da ja derselbe den Rechen in seiner Verschlußlage *festhalten muß*, während bei den Viereckzähnen die Sperrung auch ohne die Wirkung des Magnetismus aufrechterhalten bleibt, so daß hier die Aufgabe des polarisierten Ankers hauptsächlich darin besteht, die *schrittweise Bewegung* des Rechens zu *ermöglichen*; selbstverständlich wird aber auch hier der gute magnetische Zustand die Sperrung nur noch verbessern.

Ein Umstand verdient aber dabei besondere Berücksichtigung, und zwar ist dies die Anordnung des Schlittens (Federspannkastens) auf der Druckstange.

Wie nämlich die Fig. 11, S. 102, d. B. erkennen läßt, wird zum Antriebe des Rechens ein zweiteiliger Schlitten verwendet, bei dem die Schlittenfeder sowohl für die Aufwärts- als auch für die Abwärtsbewegung zur Wirkung kommt, so daß die Verschlußbewegung des Rechens nicht nur durch das Eigengewicht desselben herbeigeführt wird, sondern daß vielmehr die beim Niederdrücken des Blocktasters gespannte Schlittenfeder die Abwärtsbewegung kräftig unterstützt. Versuche, die zu diesem Zwecke vorgenommen wurden, haben nämlich gezeigt, daß die Rechenbewegung nach abwärts bei Verwendung der Viereckzähne nicht immer einwandfrei erfolgte, wenn man *nur* das Eigengewicht des Rechens für diese Bewegung ausnutzte; die Anordnung des zweiteiligen Schlittens mit der doppeltwirkenden Schlittenfeder führte aber sofort zu einer *ganz einwandfreien* Rechenbewegung nach aufwärts *und nach abwärts*, ja man kann jetzt infolge des energischeren Antriebes bei der Abwärtsbewegung mindestens mit ebenso großer, wenn schon nicht mit größerer Sicherheit wie bei den Dreieckzähnen darauf rechnen, daß der Rechen Schritt für Schritt in seine Verschlußlage läuft.

Die Aufgabe, den Schlitten und die Schlittenfeder für beide Bewegungsrichtungen zu benutzen, läßt sich in verschiedener Weise lösen (vergl. *österr. Patent* No. 19867); die neueste Anordnung, welche sich dauernd bewährt hat, ist in der Fig. 11, S. 102, d. B. angedeutet und in der nebenstehenden Fig. 4 in perspektivischer Darstellung wiedergeben. Die beiden Schlittenhälften $S_1 S'_1$ und $S_2 S'_2$ sind um 90° gegeneinander versetzt auf die Druckstange $D D$ aufgeschoben und werden im Ruhezustande, d. i. also bei gehobenem Rechen, durch die Schlittenfeder F gegen die in der Druckstange D befindliche Schraube σ gepreßt. Der im Rechen eingeschraubte Stift liegt dabei ebenfalls zwischen dem unteren Lappen S'_1 der oberen Schlittenhälfte und dem oberen Lappen S'_2 der unteren Schlittenhälfte. Wird nun die Druckstange D niedergedrückt, so nimmt die Schraube σ die obere Schlittenhälfte $S_1 S'_1$ mit nach abwärts, während sich der Lappen S'_2 der unteren Schlittenhälfte von oben her auf den Rechenstift auflegt und dadurch vorläufig gefangen bleibt; infolgedessen wird die Feder F zwischen S'_1 und S_2 zusammengedrückt und sucht daher auch die untere Schlittenhälfte nach abwärts zu schieben, so daß die gespannte Feder F das Eigengewicht des Rechens energisch unterstützt und denselben bei der Absendung der Induktorwechselströme Schritt für Schritt sicher nach abwärts schieben kann. Hat dann der Rechen seine Tieflage erreicht, wobei sich der Lappen S'_2 unmittelbar über die Schraube σ gestellt hat, während die Federspannung zum großen Teile wieder zurückgegangen ist, und wird dann die Druckstange D wieder losgelassen, dann legt sich

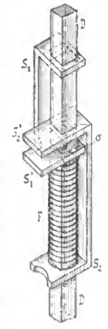


Fig. 4.

der Lappen S'_1 von unten her an den Rechenstift, während die Schraube σ den unteren Schlittenteil S'_1 S_2 am Lappen S'_2 erfaßt und nach aufwärts schiebt, wobei die Feder F neuerlich gespannt wird. Kommen dann die Freigabeströme in den Elektromagneten, so kommt die Ankerhemmung in bekannter Weise in pendelnde Bewegung und läßt jetzt den Rechen wieder schrittweise nach aufwärts steigen, bis sich endlich der Lappen S'_1, der den Rechenstift nach aufwärts gehoben hatte, wieder dem Lappen S'_2 und der Schraube σ nähert, so daß dann der Ruhezustand wieder hergestellt ist, da mittlerweile auch die Feder F wieder ihre normale Ruhespannung erreicht hat; letztere ist natürlich mindestens so groß zu wählen, daß das Eigengewicht der oberen Schlittenhälfte S_1 S'_1 und des Rechens, sowie die Reibungswiderstände sicher überwunden werden. Die gespannte Schlittenfeder darf aber selbstverständlich das Aufwärtsheben der Druckstange D nicht hindern, d. h. also die Feder, welche die Druckstange und die daran hängende Tasterreihe anzuheben hat, muß genügend kräftig sein; dies ist aber stets leicht und sicher zu erreichen.

Hammerwerke mit Kraftantrieb.

Von Professor **Pregél**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 314 d. Bd.)

*Béché*s *Luftdruckhammer.*

Für die verschiedensten Arbeitsverrichtungen werden von *Béché & Grohs* G. m. b. H. in Hückeswagen, Rhld., Luftdruckhämmer gebaut, die im allgemeinen nach Fig. 42 bis 45 ausgeführt sind.

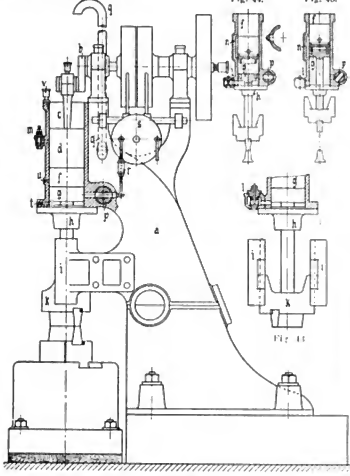


Fig. 42.

Am Hammergestell a lagert die mit Fest- und Losscheibe ausgestattete Kurbelwelle b. Mittels Schubstange c wird der als Kreuzkopf ausgestaltete Kolben d betätigt, der im Hammerzylinder f gleitet. In letzterem bewegt sich ferner der Hammerkolben g. Seine Stange ist in der Stopfbüchse h, der Hammerbär k in Gleisen i geführt, welche mit dem Hammergestell verschraubt sind. Dadurch werden die schädlichen Seitenwirkungen des Hammerbärs unmittelbar von den Gleisen aufgenommen und die Kolbenstange wesentlich geschont. Durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens d entsteht im Zylinderraum f zwischen d und g eine Luftverdünnung, vermöge welcher der Hammerkolben g angehoben wird. Um aber eine Luftverdünnung unter dem Hammerkolben g zu verhindern, ist seitlich am Zylinder f das Saugventil l angeordnet (Fig. 43), durch welches äußere Luft eintreten kann.

Ueberschreitet der untere Rand des aufwärts gehenden Kolbens d die Einlaßöffnung des oberen Luftsaugventils m, oder den Umlaufkanal n (Fig. 44), so tritt Luft in den verkleinerten Raum zwischen beiden Kolben ein und gleicht den Unterdruck aus. Findet das Anheben des Hammerkolbens g mit Heftigkeit statt, was bei offenem Drehhahn p der Fall ist, und ist der Umwegkanal durch den oberen Rand des Kolbens d geschlossen, so findet eine Verdichtung der Luft im Raum zwischen den Kolben d und g statt, durch welche zwar die lebendige Kraft des auffliegenden Hammerkolbens g vernichtet, zugleich aber eine unangenehme Rückwirkung auf das Kurbeltriebwerk ausgeübt wird. Vorsichtshalber greift eine angedrehte Ringleiste in eine Ringnut des Gegenkolbens ein (Fig 44 und 45), welche als Luftpuffer wirken.

Die durch den auffliegenden Hammerkolben g erzeugte Druckluft leitet den beschleunigten Fall des Hammerkolbens ein, welcher durch den darauf niedergehenden Kolben d eine erhöhte Schlagwirkung erhält, solange der Drehhahn p offen bleibt

Wird der Hahn p geschlossen (Fig. 45) und dadurch die unter dem Hammerkolben g befindliche Luft verdichtet, so kann entweder die Schlaghöhe oder die Schlagstärke geändert oder der Hammerbär, je nach Menge der eingeschlossenen Luft, schwebend erhalten werden. Diese Hahneinstellung ist durch das Hebelgestänge r mit der Riemenausrückung s in Verbindung gebracht, so daß bei teilweiser Auflage des Treibriemens auch der untere Luftkanal durch den Hahn p zum Teil geschlossen wird. Hierdurch ist mit der Aenderung der Triebkraft auch ein Wechsel in der Schlagstärke verbunden. Die sonst verschraubten Löcher t u dienen zur Kolbenschmierung vor, der Oeler v dagegen während des Hammerbetriebes. Um bei geöffnetem Hahn p unter den hochsteigenden Hammerkolben g aus dem hohlen Ständerraum staubfreie Luft eintreten zu lassen, stellt das Rohr q welches über das Dach der Schmiede geht, die Verbindung des Ständers mit der Außenluft her.

*Hessenmüller*s *Luftfederhammer.*

Von *H. Hessenmüller*, Werkzeugmaschinenfabrik in Ludwigshafen wird das in Fig. 46—50 vorgeführte, nach dem ursprünglichen *Schmidt*schen Patent weitergebildete, auch unter dem Namen *Hackney* bekannte Hammerwerk gebaut. Um die Schlagkraft des Hammerbärs zu verstärken, wird bei den neuesten Ausführungen der schwingende Hammerzylinder mit einer schrägen bezw. geneig-

ten Kurbelschleife (Fig. 50) versehen, deren Wirkung derjenigen des geschränkten Kurbelgetriebes ähnlich ist. Außerdem ist dieses Hammerwerk mit einer Hebelbrems-

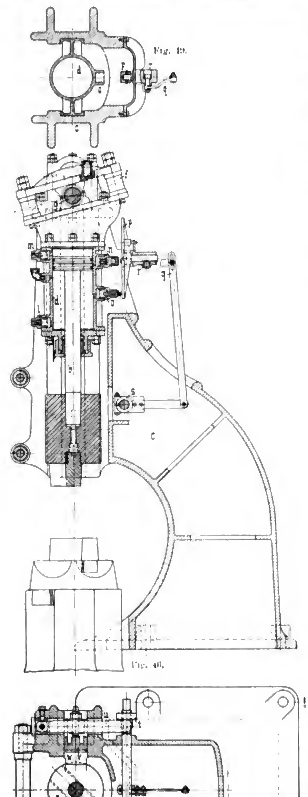
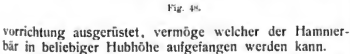

Fig. 49.

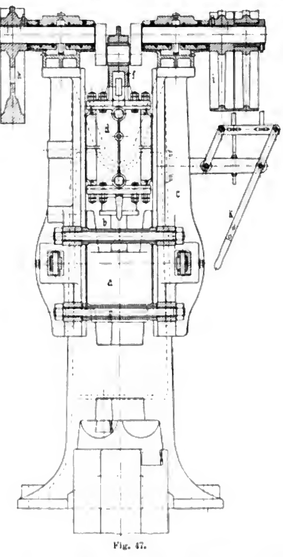
Fig. 46.


Fig. 48.

vorrichtung ausgerüstet, vermöge welcher der Hammerbär in beliebiger Hubhöhe aufgefangen werden kann.

Der an die Kolbenstange *b* (Fig. 46 und 47) angeschlossene Hammerbär *a* hat eine ausreichende Führung im Gestell *c*, welche, in gleichem Querschnitt fortgesetzt, auch als Gleise für den Hammerzylinder *d* dient. Der obere Deckel von *d* trägt die um 15° gegen die Wagerechte geneigte, nach rechts ansteigende Kurbelschleife *f*, in welcher sich das den Kurbelzapfen einschließende geteilte Gleitstück *g* bewegt. Auf der links umlaufenden Kurbelwelle sind in fliegender Anordnung das Schwungrad *h* und die Festlosscheiben *i* angebracht. Die Kurbelachse selbst ist in langen Ringschmierlagern gestützt, die auf den Köpfen des Gabelständers aufgeschraubt sind. Die Riemengabelausrückung *k* vervollständigt das Antriebwerk in der üblichen Weise.

Für die Hammersteuerung sind am Hammerzylinder vier Ventile vorgesehen, und zwar zwei selbsttätige Saug-


Fig. 47.

ventile an der Vorderseite des Zylinders, von denen *l* möglichst tief am Bodenstück, und *m* hoch am oberen Deckel des Zylinders angeordnet sind. Ferner sind auf der Rückseite des Zylinders das Druckventil *n* und in der Mitte der Zylinderlänge das dritte Saugventil *o* angebracht. Mittels der zur Zylinderachse parallel gelegten, durch das Hebelwerk *q* und das Zahnstangengetriebe *r* verstellbaren Anschlagschiene *p*, wird die Eröffnung oder der Abschluß der beiden Ventile *n o* reguliert, indem bei *n* ein beweglicher Anschlagkolben, bei *o* aber unmittelbar die Ventilstange in Berührung mit der Anschlagschiene *p* gelangt.

Der Weg des Hammerbärs wird verkleinert und dadurch die Schlagstärke ermäßigt, wenn bei Rückstellung der Anschlagschiene *p*, das obere Druckventil *n* mehr geöffnet und das mittlere Saugventil *o* entsprechend mehr geschlossen wird.

Steigt der Hammerzylinder, so wird die Unterluft verdichtet, bis eine Kolbenkraft sich einstellt, welche das Gewicht bezw. die Trägheit der Masse des Hammers überwindet. Erfolgt dieses Anheben langsam, so entsteht

im unteren Zylinderraum ein andauernder Gleichgewichtszustand zwischen Luftpressung und Hammergewicht.

Erfolgt das Anheben des Zylinders mit größerer Geschwindigkeit, so wird im Raum unter dem Kolben ein

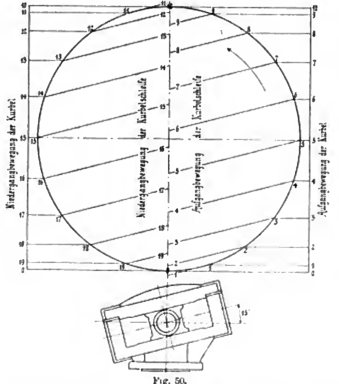


Fig. 50.

Vorgang eintreten, welcher unter dem Namen der stoßweisen Kompression bekannt ist. Infolgedessen wird z. B. bei vergrößerter Umlaufzahl der Kurbelwelle das Anheben des Hammerbärs früher und mit Wucht eintreten, als dies bei verhältnismäßig kleiner Umlaufzahl der Fall ist.

Nun hat *Hessenmüller* die stoßweise Anfangskompression der Luft, sowohl im Aufgange als auch im Niedergange des Hammerzylinders durch die geeignete Lage der Kurbelschleife vermieden, dafür aber eine beschleunigte Bewegung am Ende der Hubbewegungen zu erreichen gesucht.

Aus dem Diagramm (Fig. 50) ist zu ersehen, daß z. B. den gleich großen Kurbelbögen (10—11) und (19 bis 0) zwei ungleich große Hubstrecken, und zwar die (11—10) < (19—0) entsprechen und welche insofern bemerkenswert sind, als (10 = 11) im niederfallenden Bogenteil einem aufsteigenden Hube (10—11) entspricht. Für den Schlag des Hammerbärs kommt aber nur (19—0) in Betracht. Bei gleichförmig vorausgesetzter Kreisbewegung wird daher die Beschleunigung der geradlinigen Zylinderbewegung in diesem unteren Hubteil (19—0) bedeutend größer ausfallen als bei nicht geneigter, also normaler Bahn der Kurbelschleife. Außerdem findet noch ein Niederstreben des Zylinders von (0—1) statt, während der Kurbelkreisbogen (0—1) ansteigt. Der Zweck dieser Einrichtung ist nun der, sowohl eine stärkere Expansion im Raum oberhalb als auch eine stärkere Kompression der Luft unterhalb des Hammerkolbens zu vermeiden, um so eine Verstärkung des Schlages herbeizuführen.

Die Fangvorrichtung für den Hammerbär ist an die Ventilsteuerung, und zwar an die Hebelwelle s angeschlossen, welche an ihren Enden zwei Kammringe t trägt, die auf wagerecht schwingende Hebel u gegensätzlich einwirken, derart, daß zwei eingeschobene Gleitbacken v auf die Flügelbahnen w des Hammerbärs a drücken. Um nun diesen von beiden Seiten gleichmäßig zu fassen, sind in den beiden Hebeln Stellschrauben x vorgesehen, welche nebst den aufgeschraubten Kammringen t feine Einstellung der Fangbacken v ermöglichen.

(Fortsetzung folgt.)

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im Jahre 1906.

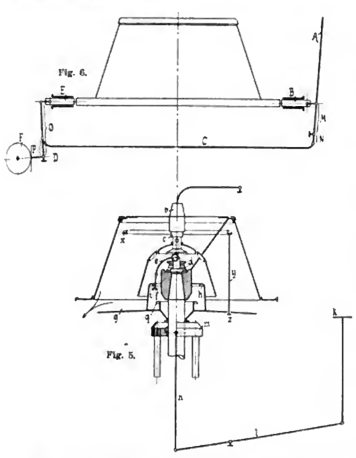
Von **A. Stift**, Wien.

(Schluß von S. 316 d. Bd.)

In der an den Ausführungen von *Mares* sich anschließenden Debatte werden von verschiedenen Seiten die Vorzüge der *Weston*-Zentrifuge hervorgehoben. *Solta* bezeichnet die Arbeit mit dieser Zentrifuge als ideal, reinlich und wirtschaftlich, wie er auch der Ansicht ist, daß dieselbe sich am besten für die Rohzuckerfabriken eignet, wo zumeist nicht derart geschulte Arbeiter wie in den fast das ganze Jahr arbeitenden Raffinerien zur Verfügung stehen. *Geller* hat die Erfahrung gemacht, daß sich die Arbeiter sehr rasch an die Behandlung der Zentrifuge gewöhnt haben, und daß die Ersparnis an Lohn für 1 Meterzentner Zucker auf die Hälfte und sogar noch niedriger der früheren Lohnauslagen bei den früheren Zentrifugen gesunken ist. Ferner scheint auch die Abnutzung und die Notwendigkeit von Reparaturen bei dieser Zentrifuge geringer als bei der *Hampl*-Zentrifuge zu sein, wie auch der bedeutend geringere Preis in die Wagschale fällt. Dagegen dürfte aber bei der *Hampl*-Zentrifuge die Lohnersparnis eine größere sein, weil dieselbe wohl mehr in derselben Zeit als die *Weston*-Zentrifuge leisten dürfte. Ferner ist auch die *Hampl*-Zentrifuge dadurch im Vorteil, daß die Entleerung im Laufen möglich ist, während die *Weston*-Zentrifuge behufs vollständiger Entleerung gebremst und zum Stillstand gebracht werden muß. *Mandelik* hat die Erfahrung gemacht, daß die *Weston*-Zentrifuge außerordentlich dauerhaft ist, denn bei 13 Zentrifugen waren innerhalb sieben Jahren Reparaturen nur an zwei Friktionen und einer Achse notwendig.

Die *Hampl*-Zentrifuge (D. R P. No. 139 548) stellt gegenüber der *Weston*-Zentrifuge einen Fortschritt dadurch vor, daß hier die Betriebspausen möglichst verkürzt sind und die bei den üblichen Zentrifugen mit unterer Entleerung unvermeidliche, anstrengende Handarbeit, welche mit dem Herausschaffen des Schleudergutes aus der Lauftrommel verbunden ist, gänzlich vermieden wird. Die Zentrifuge besitzt eine Schleudertrommel mit glattem, kegelförmig sich nach unten erweiterndem Mantel, welche nach Art der bekannten periodisch arbeitenden Schleudermaschinen (mit Entleerung von Hand) eine größere Menge Füllmasse auf einmal aufzunehmen imstande ist. Diese Füllmasse wird in der Trommel so lange geschleudert, bis der Arbeiter den richtigen Augenblick für die Entleerung ersehen hat und nun durch Verschiebung des Tellerbodens auf der Spindel die Trommel an ihrem unteren Rande öffnet, wodurch die ganze fertiggeschleuderte Masse auf einmal zur Entleerung gebracht wird.

Fig. 5 zeigt schematisch die Lauftrommel mit dem zugehörigen Verschlußhebelwerk und Fig. 6 eine an zwei gegenüberliegenden Stellen des unteren Trommelflansches wirkende Zweiklotzbremse.



Wird die Zentrifuge, wie üblich, bei laufender Trommel gefüllt, und ist sodann das Schleudergut genügend von dem Ablauf befreit, so wird die Trommel nach Abstellung des Antriebes durch Andrücken des Hebels *A* (Fig. 6) der Bremse teilweise abgebremst und sodann der Schläger *b* (Fig. 5) auf den Stempel *c* umgelegt. Hierdurch werden bei Ueberwindung der Feder *d* die Hakenhebel *e* niedergedrückt, und die Haken *f* lassen den Rand des Trommelbodens *g* los, wodurch dieser durch sein Eigengewicht zum Fallen gebracht wird. Beim fortschreitenden Fallen dieses Trommelbodens erfaßt sein Rand *h* die Gegenhaken *i*, und nimmt der Boden, durch diese am weiteren Fallen verhindert, an der Trommeldrehung wieder teil. Dadurch wird die Trommel unten geöffnet, das geschleuderte Gut rutscht an den kegelförmigen Siebwänden derselben nach abwärts, wird durch den gesenkten, sich drehenden Trommelboden herausgeschleudert und fällt durch das Zentrifugengestell in einen untergestellten Wagen oder auf eine mechanische Transportvorrichtung. Beim Schleudern von klebrigen Füllmassen tritt außerdem der Stoßring *x* in Wirksamkeit, welcher durch Stangen *y* mit dem Trommelboden verschiebbar verbunden ist. Wird der Trommelboden durch den beschriebenen Vorgang zum Fallen gebracht und bleibt der Ring noch auf der klebrigen Masse in seiner oberen Lage sitzen, so gleiten die Stangen mit ihren abgeschwächten unteren Enden in entsprechenden Löchern des Trommelbodens so lange, bis dieser auf die festen Muttern *z* anstößt und den Stoßring *x* und somit mittelbar die geschleuderte Masse durch seine lebendige Kraft herunterreißt. Die derart gelockerte Masse wird sodann durch die Zentrifugalkraft aus der Trommel getrieben. Unmittelbar nach der Entleerung wird durch Niedertreten des Drückers *k* der Doppelhebel *l* bewegt, welcher durch Vermittlung von Zugstangen *n* den geführten, nicht drehbaren Ring *m* mit dem nunmehr auf demselben gleitenden Trommelboden *g* gegen die Lauftrommel so weit anhebt, bis die Haken *f* in den Rand *q* desselben einschnappen und die Lauftrommel nach unten vollständig abgeschlossen ist. Bei eingesetztem Stoßring *x* wird dieser mittels der mit dem dickeren Oberteil auf dem Trommelboden aufsitzenden Stangen *y* durch diesen in seine höchste Lage emporgehoben. Nunmehr wird die Zentrifuge zum vollen Laufe gebracht und gleichzeitig frisch gefüllt. Diese beschriebenen Vorgänge folgen so rasch aufeinander, daß die Zentrifuge nur während der Zeit nicht voll arbeitet, welche zur frischen Füllung der Trommel durch Einlaufenlassen des Schleudergutes notwendig ist.

Die Zweiklotzbremse (Fig. 6) bezweckt das Anbremsen der Lauftrommel durch das gleichzeitige Andrücken zweier einander gegenüberliegender Bremsklötze

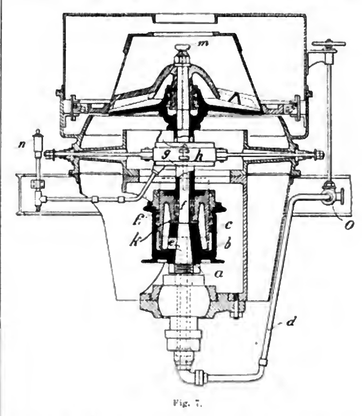


Fig. 7.

gegen den Rand der Trommel oder durch einen eigenen Bremsring derart, daß kein Seitendruck auf die Lagerung der Trommel entsteht und somit eine ungleichmäßige Abnutzung des Halslagers vermieden wird. Das geschieht dadurch, daß durch das Andrücken des Doppelhebels *A* der Bremsklotz *B* direkt dem Trommelrand bezw. Bremsring genähert wird. Gleichzeitig wird durch die in ihrer Mitte ringförmig ausgestaltete Zugstange *C* der Winkelhebel *D* angezogen, und der Bremsklotz *E* von der anderen Seite gegen den Trommelrand gepreßt. Durch genaues Einhalten des Längenverhältnisses der Hebelarme ($M : N = O : P$) werden beide Bremsklötze ganz gleichmäßig gegen den Trommelrand gepreßt. Das Gegengewicht *F* entfernt wieder die Bremsklötze vom Trommelrand, sobald der Hebel *A* nicht mehr in Tätigkeit ist.

Hudec[14]) fällt über die Leistung der *Hampl*-Zentrifuge ein sehr günstiges Urteil. Anfangs lagen wohl verschiedene Unannehmlichkeiten vor, welche aber nicht der Konstruktion selbst, sondern der liefernden Maschinenfabrik zugeschrieben werden mußten. Als diese Mängel abgestellt waren, arbeiteten die Zentrifugen glatt und ohne Anstand. In einer Stunde schleuderte der Arbeiter 25

[14]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen, 30. Jahrgang, 1906, S. 550.

bis 28 (bei guter Füllmasse und geschicktem Arbeiten auch mehr) Füllungen zu 2 Meterzentnern auf einer Zentrifuge aus. Wenn auf einer Zentrifuge in einer Stunde 25 Füllungen zu 2 Meterzentnern verarbeitet werden, so werden bei einer 20 stündigen Arbeit — die übrige Zeit auf den Schichtenwechsel, das Auskühlen der Füllmasse etc. gerechnet — im Tag 1000 Meterzentner Füllmasse verarbeitet. Daraus ist ersichtlich, daß *Hampl*s Voraussetzung, seine Zentrifuge von 200 kg Füllung genüge für eine tägliche Verarbeitung von 5000 Meterzentnern Rübe, vollständig zutreffend ist. Die Zentrifuge ermöglicht die Reinlichkeit der Arbeit, wie ferner ein unbestrittener Vorteil für die Fabrik darin liegt, daß zum Verarbeiten derselben Füllmassemenge auf *Hampl*-Zentrifugen nur der dritte Teil der Leute und daher bloß $^{1}/_{3}$ des Arbeitslohnes als sonst nötig ist. Da ich Gelegenheit gehabt habe, die Arbeit der *Hampl*-Zentrifuge in einer böhmischen Zuckerfabrik in der vergangenen Kampagne verfolgen zu können, so kann ich aus eigener Wahrnehmung das Urteil von *Hudec* bestätigen. Die Zentrifugen arbeiteten außerordentlich präzise, die Entleerung des Zuckers ging mit einem Schlag vollständig vor sich, die Bedienung der Zentrifugen besorgte ebenfalls nur der dritte Teil der Arbeiter und die ganze Station zeichnete sich durch besondere Reinlichkeit aus, alles Umstände, die sehr für diese Konstruktion sprechen.

Die Zentrifuge von *Fuchs*[15]) besteht aus einer Welle, auf welcher ein Boden, ähnlich wie bei der *Hampl*-Zentrifuge, sich bewegt, wobei die Bewegung des Bodens aber nicht mechanisch geschieht, sondern der Boden mittels hydraulischer Pumpe gehoben wird. Wie aus der schematischen Zeichnung (Fig. 7) ersichtlich ist, so sitzt auf der Zentrifugenspindel *a* eine Riemenscheibe *b*, welche den Tauchkolben *c* aufnimmt. Der Tauchkolben wird durch aus einem Hochbehälter zugeführtes Druckwasser gehoben, welches durch ein Rohr *d* in die untere Bohrung der Spindel und durch einen Querkanal *e* des letzteren in den in der Riemenschiebe *b* ausgesparten Hohlraum strömt. Der Tauchkolben ist gegen die Spindel und gegen die Innenwand der Riemenscheibe durch Ledermanschetten *f* bezw. f_1 abgedichtet. In das obere Ende des Tauchkolbens ist eine Hülse *g* eingeschraubt, welche die Spindel umgibt und deren Halslager *h* durchsetzt, während auf das obere Ende der Hülse ein Ring aufgeschraubt ist, der auf den beweglichen Boden wirkt und denselben hebt, sobald Druckwasser eingelassen wird. Auf dem Nabenteil der Riemenscheibe *b* ist ein Lederring *k* angeordnet, um den beim Herabfallen ausgeübten Stoß des Tauchkolbens auf die Nabe abzuschwächen. Die Führung auf der Spindel wird durch Nute und Keil *l* besorgt. Diese Führung, sowie das obere Halslager *h* der Spindel werden mittels der Schmierbüchse *m* durch die hohe Spindel mit konsistentem Fett geschmiert, während das obere Kugelhalslager aus einer Schmiervase *n* Schmieröl erhält. Die Verwendung des Druckwassers bringt nebenbei den Vorteil mit sich, daß der untere Teil der Spindel ständig kühl gehalten wird, wodurch ein Verreiben des Fußlagers ausgeschlossen erscheint. Um die Zentrifugentrommel zu schließen, braucht man bloß den Dreiweghahn *o* zu öffnen und das Druckwasser in die Spindelbohrung treten zu lassen; dreht man den Hahn in eine zweite Stellung, so wird das Wasser mittels Luftleere durch eine Luftpumpe oder Kondensator ausgesaugt und der Bodenteller sinkt herab. Nachdem die Riemenscheibe von der Fest- auf die Losscheibe gesetzt, die Bremse ein wenig angezogen wird, verlangsamt sich die Tourenzahl der Zentrifuge und der Zucker fällt selbsttätig heraus. Beim Einrücken des Riemens auf die Festscheibe vergrößert sich die Tourenzahl, der restliche Zucker, der auf dem Boden der Zentrifuge liegt, fliegt wieder durch die Zentrifugalkraft heraus, der Dreiweghahn wird mit Druckwasser in Verbindung gesetzt, der Boden geht in die Höhe, der Dreiweghahn wird abgespert, so daß ein Wasserquantum abgeschlossen erscheint. Sodann wird die Zentrifuge wieder mit gemaischter Masse gefüllt und der Vorgang wiederholt sich wie zuvor. *Fuchs* stellt als Vorzüge seiner Zentrifuge gegenüber der *Hampl*schen Zentrifuge die hin, daß es hier keine Federn gibt, der hydraulische Verschluß weit betriebssicherer ist und schließlich die Zentrifuge in jeder beliebigen Etage auf Traversen gestellt werden kann, während die *Hampl*-Zentrifuge ein festes Fundament besitzt. Neu sind auch die von einer englischen Fabrik gelieferten Lagerkugeln. Diese Stahlkugeln haben einen Durchmesser von 25 mm, befinden sich in einer Lagerschale aus Bronze, so daß sie sich gegenseitig nicht berühren, und infolgedessen auch nicht abplatten. Im Fußlager teilen sie die Arbeit in der Weise, daß die Seitendrücke und Züge sich auf die eine Kugelreihe, die senkrechten Drucke auf eine zweite Reihe übertragen. Bei Anwendung dieser Kugellager wird die Reibung verkleinert und der Lauf ist leicht und regelmäßig. Die Ersparnis an Triebkraft beträgt 45 v. H. gegenüber Zentrifugen mit fester Lagerung. Die Zentrifuge macht 900 Umdrehungen, braucht zum Anlassen etwa 10 PS, während des Ganges nur 1—2 PS. Was die Leistung anbetrifft, so dauert eine Charge von eingemaischtem Rohzucker 3 Minuten. Das gibt 20 Chargen f. d. Stunde, pro Tag in 20 Arbeitsstunden 400 Chargen mit etwa 900 Meterzentnern an raffiniertem Zucker. *Fuchs* behauptet weiter, daß seine Zentrifuge gegenüber der *Weston*-Zentrifuge den Vorteil des billigeren Preises mit Rücksicht auf ihre Leistung hat und daß ferner zur Bedienung ein Mädchen oder ein jugendlicher Arbeiter genügt, da bloß ein Wasserhahn zu schließen und zu öffnen ist, während bei der *Weston*-Zentrifuge ein geschulter Arbeiter notwendig erscheint, der auch flink den Zucker aus der immer stillgestellten Zentrifuge auszuschaufeln hat. Inwieweit die Behauptungen von *Fuchs* der Wirklichkeit entsprechen, muß wohl erst die weitere Praxis lehren, da diesbezüglich noch zu wenig Erfahrungen, in der Hauptsache von vollständig unparteiischer Seite, vorliegen.

In der Rohzuckerfabrik wird durch die Zentrifugenarbeit die Füllmasse I. Produktes in Rohzucker I. Produktes (falls man nicht vorzieht Sandzucker zu erzeugen) und in Ablaufsirup (Grünsirup) zerlegt. Die Verarbeitung dieses Ablaufsirups bildet einen eigenen Teil der Rohzuckerfabrikation: Die Nachproduktenarbeit. „Das Endziel der Verarbeitung des Ablaufsirups vom Zucker ersten Produkts", schreibt *Claassen* in seinem Werke „Die Zuckerfabrikation", „ist die Gewinnung des sämtlichen durch Kristallisation überhaupt gewinnbaren Zuckers in Form von nicht zu kleinen Kristallen, so daß die verbleibende Mutterlauge wirkliche Melasse ist." Als Melasse ist ein Abfallprodukt der Zuckerfabrikation, und zwar jener Sirup zu verstehen, aus dem unter Einhaltung aller für die Kristallisation günstigsten Bedingungen bei nochmaliger Einkochung und Kristallisierenlassen nachweislich kein Zucker mehr gewonnen werden kann. Während nun in früheren Jahren die Verarbeitung der Nachprodukte noch nach der Rübenkampagne eine geraume Zeit in Anspruch nahm und die Rübenverarbeitung oft monatelang überdauerte, hat sich in den letzten Jahrzehnten eine gründliche Aenderung vollzogen. Es entstand eine große Anzahl von Verfahren, welche die Verkürzung der Nachproduktenverarbeitung in rationeller Weise anstrebten und

[15]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen, 30. Jahrgang, 1906, S. 441 und 545.

eben das Ziel verfolgten, schon während der Rübenkampagne den ganzen Zucker des Ablaufs vom ersten Produkt (Grünsirup) in einem Wurfe zu erhalten und dabei als Ablauf eine Melasse mit einem Quotienten von nicht über 60 v. H. Eine weitere Forderung ging dahin, daß die Ausgaben für Betrieb, Verzinsung und Amortisation nicht höher sein dürfen, als diejenige Summe, mit welcher bei dem alten, ursprünglichen Bassinverfahren teurer gearbeitet wird. Die Literatur über die Nachproduktenarbeit ist bereits ein außerordentlich große und umfangreiche geworden, die zur Orientierung über diesen Gegenstand schon eines gründlichen Studiums bedarf. Wie es nun bei einer so vielseitig in mechanischer und chemischer Beziehung bearbeiteten Frage auch nicht anders sein kann, so herrschen noch große Meinungsverschiedenheiten vor, die ein objektives Urteil über manches Verfahren sehr erschweren. Nicht wenige Zuckertechniker stehen auch den neueren Bestrebungen noch skeptisch und abwartend gegenüber und bleiben bei ihrer alten Nachprodukten-Bassinarbeit, hauptsächlich dann, wenn sie sich noch in der glücklichen Lage befinden, besonders billige und gute Arbeitskräfte oder gar eine Kohlengrube in unmittelbarer Nähe zu haben. Aber auch für die noch zurückhaltenden Fabriken, deren es übrigens nicht mehr so viele gibt, wird vielleicht bald die Zeit kommen, sich für ein modernes, resp. rationelles Nachproduktenverfahren entscheiden zu müssen. Ein spezielles Nachproduktenverfahren, ein Verfahren für alle, gibt es nicht, diese Frage läßt sich nicht verallgemeinern, sondern bedarf eines gründlichen Studiums und einer eingehenden Erwägung, die dann, bei Berücksichtigung der speziellen Verhältnisse, maßgebend für die Einführung eines bestimmten Verfahrens sind. Gerade darin, daß man manche Verfahren verallgemeinern wollte, ist die Ursache gelegen gewesen, daß eklatante Mißerfolge auftraten, für die man das betreffende Verfahren einzig und allein verantwortlich machte, das in anderen Fabriken oft in tadelloser Weise arbeitete und zu keinerlei Klagen Anlaß bot. Von diesen nur kurz hervorgehobenen allgemeinen Gesichtspunkten aus ist die Nachproduktenarbeit zu beurteilen.

Das Jahr 1906 hat auf diesem Gebiete wesentlich neue Versuche und Vorschläge nicht gebracht und es scheint gegenüber früheren Jahren, in welchen sich förmlich ein Verfahren nach dem anderen jagte, zum Vorteil der ganzen Sache eine gewisse Stagnation eingetreten zu sein. In Diskussion standen eigentlich nur das *Raabe*sche Verfahren, welches chemisch-technischer Natur ist und günstige Resultate liefern soll und weiterhin das *Ehrhardt*sche Luftrührverfahren, welches eine mechanische Aufarbeitung der Nachprodukte durch Rühren mittels Luftblasen bewirkt und nach dem Urteil verschiedener Fachmännner bei tadelloser Arbeit Zucker mit scharfem Korn und eine Melasse von im Mittel 61 . 6 Quotienten liefert. Dieses Verfahren ist aber insofern für 1906 nicht mehr neu, als es bereits in den Jahren 1904 und 1905 wiederholt besprochen worden ist.

Neuerungen in der Papierfabrikation.

Von Professor **Alfred Haussner**, Brünn.

(Fortsetzung von S. 307 d. Bd.)

Unter den in bescheidener Zahl zu verzeichnenden Neuheiten an Schleifern selbst mag in erster Linie einer Konstruktion von *Voith* in Heidenheim (D. R. P. 138 820) gedacht werden (Fig. 3 und 4). Sie soll das periodische Füllen der Pressen entbehrlich machen, was bei kleineren Holzstücken, besonders auch bei Spänen, recht zeitraubend ist. Nach der neuen Ausführung dieser *Voith* schen Presse wird eigentlich ununterbrochen das Holz gegen den Stein geführt, ohne daß ein besonderes Drückorgan vorhanden ist. Hierzu dient vielmehr der spiralförmig nach oben sich erweiternde Kasten *K*, der den Stein umgibt. Der zum Einlegen des Holzes bei *F* offene Kasten *K* ist bei *D* an den übrigen, festen Teil der Steinhülle angelenkt und durch den Hebedaumen *A* gehalten. Letzterer wird entweder mit Hilfe des angedeuteten Wurmrädergetriebes ein für alle Mal eingestellt und damit eine bestimmte Lage des Kastens *K* gesichert, oder er dreht sich, von der Steinachse abgeleitet, ununterbrochen bald rascher, bald langsamer, wodurch *K* geschüttelt und das Holz in *K* gegen die Steinumfläche gefördert wird.

Bei Drehung des Steines wird das Holz mit der Umfangsreibung in den engen keilförmigen Raum nach unten gezogen, ja es besteht sogar die Neigung, Holz, während der Stein sich in der Uhrzeigerrichtung dreht, über *D* hinaus mitzunehmen. Dies soll der an den Stein knapp anschließende Klotz *B* verhindern. Gelangt trotzdem Holz weiter nach links, so wird es in dem auf der linken Seite sich gegen oben allmählig erweiternden Gehäuseteil gegen den Einlauf unterhalb von *F* zurückgeführt. Das Spritzrohr *S* liefert ausreichend Wasser zum Abspülen des Steines. Löcher *G* in der Gehäusewand gestatten dem Schliff auszutreten, worauf er nach links über den Ueberfall den Schleifer verläßt.

Auch der Splitterschleifer von *Toelle* in Niederschlema (D. R. P. 126 153) zieht die kleinen Holzteile zwischen die Steinumfläche und einen in der Neigung einstellbaren Siebboden, wobei allerdings noch eine besondere Zahnstangenpresse mitwirkend gedacht ist.

Bei einigen Schleiferanlagen in Amerika tritt, offenbar mit Rücksicht auf die dortigen schwierigeren Arbeiterverhältnisse, das Bestreben hervor, die Handhabung tunlichst zu vereinfachen, von der menschlichen Arbeitskraft unabhängig zu machen, sowie die Gleichförmigkeit in der Arbeit zu erhöhen.

In zwei Ausführungen (amerikan. Patente 718 474 und 754 071) sucht *M. O. Kasson* Erfolge bei hydraulischem Andruck zu erzielen. Um den Arbeitskolben schnell zurückzuziehen, sobald der Presseninhalt fast aufgearbeitet ist, oder um den Andruck durch einen regelbaren Gegendruck zu beeinflussen, kann dem Arbeitsdruck entgegenwirkend durch einen leicht umstellbaren Hahn auch hinter dem Kolben Druck eingestellt werden. Hierzu steht die Abflußleitung auf derjenigen Seite des Pressenzylinders, in die Wasser zum Zurückziehen des Kolbens einzutreten hat, nach Bedarf mit festen oder nachgiebigen Rohren (Kautschuckschläuchen) in Verbindung. Die letzteren sind aufwärts gerichtet und oben offen. Sie gestatten einen bestimmten, dehnbaren Gegendruck dadurch zu erzielen, daß sie bis zu verschiedenen Höhen hinauf gezogen werden. Dieser Gegendruck wird nun je nach dem Arbeits-Fortschritt gewählt. Wird der Steinhalbmesser infolge Abnutzung z. B. kleiner, wirkt also der Schleifwiderstand, welcher unter sonst gleichen Umständen ungeändert bleibt, an kleinerem Halbmesser, so würde bei vorerst ungeänderter Umlaufzahl der Antriebsmaschine die in der Zeiteinheit für das Schleifen ge-

brauchte Arbeit kleiner, die Maschine müßte also, sofern nicht bei ihr geregelt wird, rascher zu laufen beginnen, bis das Gleichgewicht hergestellt ist. Verringert man aber den früher erwähnten Gegendruck, so wird der Andruck für das Holz größer, also auch der Schleifwiderstand, wodurch die Erhaltung des Gleichgewichtes bei

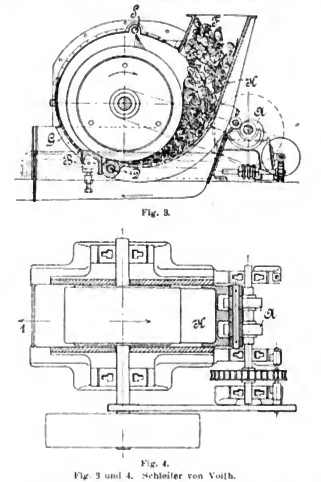


Fig. 3.

Fig. 4.
Fig. 3 und 4. Schleifer von Voith.

ungeänderter Umlaufzahl möglich erscheint. Ob dies aber die immerhin nicht ganz einfache Einrichtung rechtfertigt, ist umso fraglicher, weil die Natur des Schliffs sich auch unter dem Wechsel des Andruckes ändert.

Der Schleifer von *Ch. W. Roberts* (amerikan. Patent 719 659) hat in seinen Pressen seitlich einschiebbare Leisten vorgesehen, um den Pressenraum nach Bedarf größer oder kleiner zu halten, der Holzmenge gemäß, welche der vorhandenen veränderlichen Kraft augenblicklich gerade entspricht.

Voith (D. R. P. 154 017) und *Schmittenhenner* (amerikan. Patent 727 458) suchen bei hydraulischem Andruck den Pressendruck, also denjenigen Druck, bei welchem geschliffen wird, unbeschadet der Möglichkeit eine oder die andere Presse auszurücken, tunlichst unverändert zu halten durch eine im Prinzipe durch Fig. 5 dargestellte Einrichtung. Das Holz kann mittels der steuerbaren Presse *D* mit dem von dem Windkessel *A* bezw. der Pumpe *B* stammenden Druckwasser an den Stein *E* angedrückt oder von ihm zurückgezogen werden. Auch im letzteren Falle wirkt bei geeigneter Stellung des Steuerschiebers der volle, durch Rohrleitung *a* kommende Druck, so daß der Kolben rasch zurückgeführt und die Presse neu gefüllt werden kann. Durch Rohr *c* zweigt nun Wasser ab, dessen Druck von dem Drosselventil *F* bedeutend reduziert wird und erst solcherart verringert durch Rohr *d* und Schieberteil *e* an die Rückseite des Kolbens *G* gelangt und das Holz andrückt. Selbstredend ist dies nur dann möglich, wenn rechts von *G* die Verbindung mit dem Ablauf hergestellt worden ist. Wird nun eine Presse rasch ausgerückt, also viel Wasser aus dem Windkessel *A* verbraucht, so sinkt der Druck in der Rohrleitung *a*. Diese Druckminderung wirkt aber kaum auf die Rohrleitung *d* zurück, aus welcher das Wasser für den Andruck in den verschiedenen Pressen unmittelbar bezogen wird, weil eben das Drosselventil *F* eingeschaltet ist. Das Drosselventil kann nun von Hand oder mit Hilfe des Regulators *C* gestellt werden, welcher von der Schleifsteinwelle angetrieben ist.

Einen ganz eigentümlichen Vorschlag zur Regelung der Schleifgeschwindigkeit macht *Nils Pedersen* (D. R. P. 157 514). Er setzt einen Turbinenantrieb voraus, doch ist der Vorschlag sinngemäß auch anderwärts anzuwenden. *Pedersen* will die Schleifgeschwindigkeit gleichmäßig erhalten, mag auch eine oder die andere Presse ausgerückt werden. Geschieht dies, so steigt, wie schon früher betont ist, die Schleifgeschwindigkeit, sofern nicht die Antriebsgeschwindigkeit vermindert oder der Widerstand an den noch im Betrieb verbliebenen Pressen entsprechend gesteigert wird. Letzteres veranlaßt nun *Pedersen* durch Erhöhung des spezifischen Pressendruckes. Indem nämlich dieser hier durch eine Schleuderpumpe erzeugt wird, welche unmittelbar von der Schleiferwelle betätigt wird,

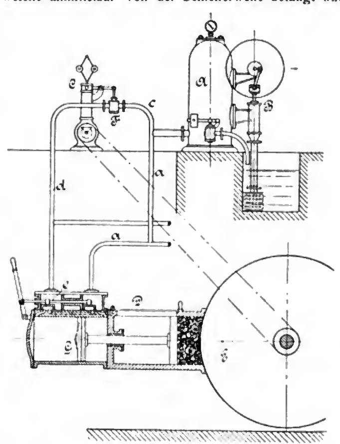


Fig. 5. Holzschleifer-Druckregler von Voith & Schmittenhenner.

steigt der Druck mit der Erhöhung der Umdrehungszahl der Schleiferwelle, also auch der Schleuderpumpe. Es sind hiermit Schleifgeschwindigkeit und Andruck des Holzes in unmittelbare Abhängigkeit gebracht.

Mag nun das System des Schleifers welches immer sein, so kann das Holz, wie schon in früheren Berichten ausgeführt worden ist, mit der Faserrichtung entweder in die Schleifrichtung fallen oder dazu senkrecht gestellt sein. Aber auch davon abweichende Anordnungen findet man. So schlägt *K. Fischer* (D. R. P. 153 776) vor, das Holz quer zur Längsachse in schmale Scheiben von etwa 4 cm Stärke zu schneiden und diese Scheiben dann in den Kästen so einzulegen, daß die Faserung diagonal geschliffen wird, wodurch nach seiner Angabe eine feinere und längere Faser zu erzielen ist.

F. A. Werle in Breslau versucht (D. R. P. 152 354) die Vorteile des Heißschleifens ohne hohe Pressendrücke

dadurch zu erreichen, daß er statt mit kaltem Wasser mit solchem von 60—80° C. spritzt. Ob der gewünschte Erfolg nur durch die Temperatursteigerung des Spritzwassers erreicht wird, mag dahingestellt bleiben.

Für das *Sortieren des Holzschliffs* haben sich besonders in Deutschland die einfachen und übersichtlichen ebenen Siebe großer Beliebtheit erfreut, teilweise ist dies noch der Fall, wenn auch immer mehr Rundsieb und Schleudersortierer zur kräftigeren Ausnutzung der Siebfläche angewendet werden. Daher finden wir für erstere recht wenige Neuerungen, während für letztere zahlreiche versucht worden sind.

Für *ebene Schüttelsiebe* zum Sondern des Schliffs hat *Heinrich Wigger* (D. R. P. 128 840) eine Ausführung angegeben, welche in der allgemeinen Anordnung an die ältere bekannte *Voith*sche erinnert, die Siebe an bequem einstellbaren Holzfedern und die Massen ausgeglichen besitzt.

Die Regelung der Siebspalten bezweckt *Kirkland* (amerikan. Patent 689 934) dadurch, daß er für die keilförmigen oder kreiszylindrischen Siebstäbe Träger mit sägeartigen Einschnitten anwendet, welche die Enden der Siebstäbe aufnehmen, wodurch diese bequem auswechselbar, die Spaltenbreite regelbar wird.

Fig. 6. Fig. 7.
Fig. 6 und 7 Holzschliffsortierung von Plattner.

Ein ebenes Sieb zur Sortierung benutzt auch *Plattner* in Jenbach (D. R. P. 142 355), doch ist dasselbe gekrümmt fortgesetzt, um Längsschüttelungen in eigentümlicher Weise zu ermöglichen (Fig. 6, 7). Der zur Sortierung benutzte Siebteil e reicht von der Leitwalze h, links oben, bis zur Leitwalze h_1, rechts unten. Ganz in der Nähe von h_1 ist das eine Siebende mit Stange g an die um die Achse k drehbaren Hebel i angeschlossen, das um h sich legende Siebteil e_1 dagegen unten durch Federn f an die Stange g_1 bezw. die Hebelarme i_1 die auch auf k sitzen.

Auf die solcherart gespannte Siebfläche e fließt aus dem Stoffkasten b am Gestelle a durch c der Stoff, wobei der Verteilungsflügel d mitwirkt, indem er, sich rasch drehend, den Stoff auf das Sieb e wirft. Dieses läßt den feinen Stoff nach o durch, während die gröberen Teile vom geneigten Siebe e, welches übrigens durch Spritzrohre von unten beständig rein gehalten wird, abzuleiten und der weiteren Verfeinerung zuzuführen sind.

Damit dies befördert werde, erhält das Sieb e seiner Länge nach die bereits erwähnten Schwingungen, indem die um k drehbaren Hebel $i\ i_1$ durch den Hebel m und die Schubstange n in Schwingung versetzt werden. n ist durch Kurbelzapfen an das Rad l angelenkt, das von der Welle des Flügelrades d aus in langsame Umdrehung versetzt wird.

Das Sieb soll sich auf diese Weise beständig selbst reinigen, ohne daß es hierfür ausgewechselt werden müßte.

Eine interessante *Rundsiebanordnung* bietet *Eugen Füllner* (D. R. P. 154 555). Der mit sich erweiternden festen Enden ausgestattete Rundsiebzylinder m (Fig. 8 u. 9) liegt mit Keilrillen n auf den Keilrollen g, deren Wellen (auf Konsolen c gelagert) mit den Riemscheiben h angetrieben werden. Dadurch ist das Rundsieb m an den Stirnseiten unbeschadet der einzuleitenden Drehung vollständig frei, so daß die Stoffzufuhrrinne q durchgeführt werden kann, aus der sich der Stoffstrom in starkem Strahle aus einem Ueberfalle, wie Fig. 8 zeigt, auf die ganze Länge der Siebinnenseite ergießt.

Der Trog q ist mit Stützen l bei o stellbar an dem Gestelle a angebracht, wodurch die Strahlwirkung des aus

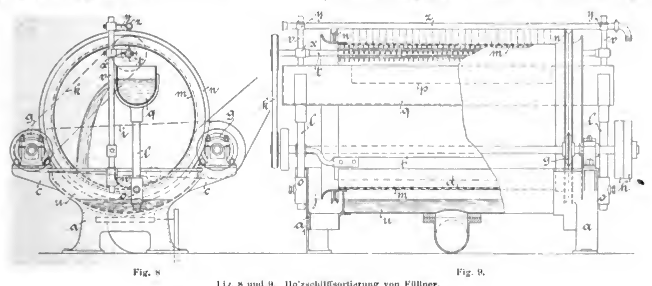


Fig. 8 Fig. 9.
Fig. 8 und 9. Holzschliffsortierung von Füllner.

q überfließenden Stoffs zu regeln ist.

Zur beständigen Siebreinigung findet man das Spritzrohr z an Armen y von außen, die Bürste t an Armen x von innen in der Nähe des oberen Siebscheitels wirkend. t wird durch Riemenübersetzung i, k von der Hauptantriebswelle gedreht. Bürste t und Spritzrohr z sind in der Höhe an Stangen v an Gestellteilen w einstellbar.

Außer diesen reinigenden Teilen finden wir aber noch

den Filz-, Gummi- oder Lederstreifen *d*, welcher an die durch den ganzen Siebzylinder reichende, durch Arme an den Stützen *l* befestigte Schiene *b* geschlossen ist und sich auf einen größeren Teil der Innenfläche von *m* legt. Hierdurch werden bei der Drehung des Rundsiebes die noch haften gebliebenen Stoffteile in den keilförmigen Raum zwischen Sieb *m* und Lappen *d* gebracht und allmälig zusammengewürgelt, so daß schließlich durch Zusammengautschen der Stoffteilchen eine lange Stoffrolle sich bildet, welche an den Enden allmälig abbröckelt und in solchen Brocken bei a_1 aus der Sichtmaschine sich entfernt. Der gesichtete, genügend feine Stoff dringt durch das Rundsieb nach unten in die wannenartige Vertiefung *u* des Gestelles und fließt durch ein Ansatzrohr ab. Die Siebfläche bleibt durch die geschilderte, interessante Art der Reinigung, wobei der zu grobe Stoff zum guten Teil selbst mitwirkt, für die Sichtung des beständig neu herankommenden Rohstoffes frei.

Manches Interesse beansprucht auch der Rundsiebsortierer von *Ullgren* (D. R. P. 156 547), weil er keine maschinell bewegten Teile besitzt. Das Rundsieb ist in einen hölzernen Kasten eingeschlossen, darin stehend festgelegt. Durch die obere Oeffnung wird der Stoffstrom eingeleitet und durch kegelig gestaltete Körper so verteilt, daß die ganze Mantelfläche sicher zum Sortieren ausgenutzt wird. Die Sichtung wird wesentlich durch einen Wasserstrom gefördert, welcher von unten durch ein Rohr mit entsprechender Pressung zugeleitet und durch kegelige Körper verteilt wird. Stoff- und Wasserströme treffen zusammen und ergeben Wirbelbildungen, durch welche das Sondern von groben und feinem Stoff ebenso erleichtert wird, wie die Reinhaltung des stehenden Rundsiebes. Auf der inneren Seite des Siebes werden die groben Teile des Stoffes abgespült und gegen einen besonderen Ablauf geführt, während der feine Stoff nach außen und in die für ihn bestimmte Auslaufrinne gelangt. Die verteilenden Kegelflächen werden auch unter Umständen etwas beweglich angeordnet, um die Richtung der sich seitlich ausbreitenden Flüssigkeitsströme ändern zu können.

(Fortsetzung folgt.)

Einsturz eines Eisenbetondaches.

Am 23. August 1905 ist in Bern das Eisenbetondach des Theaterdirektionsmagazins eingestürzt. Ueber diesen Unfall ist von den beiden gerichtlichen Sachverständigen *F. Schüle* und *E. Elske* ein ausführliches Gutachten erstattet worden, welches durch die gründliche Untersuchung der in Frage kommenden Bauweise besonderes Interesse bietet. Wir entnehmen hierüber der „Schweizerischen Bauzeitung" folgendes:

Die Hinterwand und Frontwand des 12,40 m weiten Gebäudes verbindet ein Eisenbetondach, welches entsprechend der Form des Mansardendachraumes bei einem Höhenunterschied der Hinterwand gegen die Frontwand von etwa 3,00 m derartig gekrümmt war, daß es auf $^5/_6$ der Lichtweite geradlinig und annähernd wagerecht verlief und dann mit zwei Ecken steil gegen die Frontwand abfiel.

Die Hauptträger von 65 cm Höhe hatten einen Abstand von 4,0 — 4,8 m und bildeten mit der 10 cm starken Tragplatte eine sog. Plattenbalkenkonstruktion, die außerdem durch Nebenbalken von 30 cm Höhe unter der Tragplatte, senkrecht zu den Hauptbalken, in 2,00 m Abstand verstärkt war. Die Eiseneinlagen bestanden aus Rundeisen. Die Hauptbalken lagerten in der Hinterwand mit der ganzen Fläche auf und stützten sich in der Frontwand auf gußeiserne Kipplager.

Der Einsturz erfolgte, nachdem das Dach bis auf einige Sprießen ausgeschalt war unter der Belastung der zur Herstellung des Holzzementdaches erforderlichen Materialien, nachdem die Sprießen unter der Last eingeknickt waren. Die Ausschalung geschah 25 — 28 Tage nach der Herstellung. Das Dach war also bei dem Einsturz knapp einen Monat alt.

Die Ausführung geschah nach einem gegen ein früheres Projekt abgeänderten Plan, für den eine neue statische Berechnung nicht vorgelegt wurde. In diesem neuen Plane wurde die Höhe der Hauptträger um 10 cm auf 65 cm vermindert und die Entfernung der Hauptbalken von 2,0 m auf 4,0 m und 4,8 m erhöht. Für diese Ausmaße und die vorhandene Belastung berechnen *Schüle* und *Elske* die wahrscheinliche Druckspannung im Beton in der Mitte auf 47,4 kg/qcm, welche noch durch Nebenspannungen aus der Platte auf 69,4 kg/qcm erhöht wurde unter Zugrundelegung der preußischen Bestimmungen. Hierbei wurde angenommen, daß die Spannungen sich nicht auf die ganze Breite der Platte gleichmäßig verteilen, sondern in der Nähe des Hauptbalkens am größten sind und gegen die Mitte der Platte parabolisch abnehmen, was einer gleichmäßig wirksamen Plattenbreite von $^2/_3$ des Trägerabstandes entspricht. Die Eisenzugspannungen betrugen rund 1100 kg/qcm.

Die Betonspannungen waren an sich für den frischen, erst etwa vier Wochen alten Beton sehr hoch. Außerdem hat an der oberen Ecke, bei welcher sich das wagerechte Dach scharf nach der unteren Frontwand abbiegt, eine örtliche Ueberlastung stattgefunden. Nach der Ansicht der Sachverständigen entstand an dieser Stelle eine schräg nach oben gerichtete Kraft, welche durch den hier befindlichen Nebenbalken aufzunehmen war. Diese Belastung erschöpfte aber die Tragfähigkeit des Nebenbalkens. Die tatsächliche Inanspruchnahme der Dachplatte als Druckzone der Hauptbalken ist teilweise aufgehoben durch Einbetonieren von Latten und Holzteilen und durch Aussparung von Oeffnungen für Fenster und Türen.

Die Lager der Eisenbetonbalken auf der Frontmauer bestanden aus einer Art Kipplager, während ursprünglich Rollenlager vorgesehen waren, um einen Schub auf die Frontmauern zu verhindern. Da die Kipplager stark eingerostet waren und außerdem die Dachplatte zwischen den Balken fest auf der Frontmauer auflag, so hat tatsächlich ein Seitenschub auf die zu seiner Aufnahme nicht genügend stark konstruierte und noch frische Frontmauer stattgefunden.

Die Güte des zur Verwendung gelangten Betons war nur mittelmäßig, seine mittlere Druckfestigkeit betrug etwa 100 kg/qcm.

Von den Gutachtern werden als unmittelbare Ursachen des Einsturzes angegeben:

1. Zu hohe Beanspruchung der Tragkonstruktion, namentlich des Betons in der Mitte und an der nicht genügend versteiften Ecke.
2. Unzweckmäßige Anordnung der Auflager.
3. Einbetonieren der Holzplatten in die tragende Platte.
4. Ueberlastung des noch frischen Betons durch zu frühe Belastung nach dem Ausschalen.
5. Zu schwache Rüstung nach teilweiser Entfernung der Einschalung.

Hierzu treten noch als unmittelbare Ursachen: der

Mangel an Kontrolle des Ausführungsplanes, der von dem Eingabeplan abwich; die Unterlassung der Einsendung einer neuen statischen Berechnung; der mangelhafte Verkehr zwischen Projektverfasser und Unternehmung, da unvollständige Pläne nicht verstanden wurden und für die Sicherheit mißliche Aenderungen von der ausführenden Firma gemacht wurde, schließlich das Fehlen irgend welcher Vorschriften im Vertrage für die Ausführung des armierten Betons besonders über die Güte der Materialien.

Die Gutachter schließen ihre Denkschrift mit folgenden Sätzen:

„Die Schwierigkeiten der Ausführung des Eisenbetons und das außerordentliche Gewicht, welches der Sorgfalt bei der Arbeit beigemessen werden muß, sind Gründe, eine enge und stetige Aufsicht zu üben, nicht aber den Eisenbeton als unsicher zu verwerfen.

Der armierte Beton ist ein allgemein geschätztes, nützliches Baumaterial, er hat bereits sehr große Dienste geleistet und strenge Proben bestanden, er darf aber nicht mehr als ein unerforschtes spezielles Gebiet angesehen werden, welches nur wenigen Spezialisten bekannt ist: der Architekt und der Bauingenieur haben sich in diese neue Bauart einzuarbeiten. Es kann daher nicht zu guten Ergebnissen führen, wenn Projekte von überlasteten Zentralstellen ausgearbeitet werden, die sich um die Ausführung nicht kümmern, und wenn die wichtige Ausführung Akkordanten und Konzessionären überlassen wird, welchen oft das richtige Verständnis der Pläne und selbst der Bauart entgeht“.

Diesen Ausführungen kann man sich nur anschließen.

Zur Entkräftung des Gutachtens hat der Konstrukteur des Daches ein Modell in halbem Maßstabe entworfen, welches der entsprechenden Belastung vollständig widerstand. Hieraus schließt er, daß die Ursache des Einsturzes in Fehlern der Ausführung eher als in der Konstruktion gefunden werden muß. Die Vorführung des Modelles wollen die Gutachter als Einwand gegen ihre Ausführungen nicht gelten lassen. Die gerichtliche Entscheidung über die Schuld bei dem Unglücksfall steht noch aus.

So bedauerlich der Unfall, der auch Menschenleben forderte, für die Beteiligten ist, so schätzbar ist die gründliche Untersuchung und die Veröffentlichung seiner Ursachen, welche ihr eingehendes Studium gestatten. Derartige Veröffentlichungen sind geeignet, strittige Fragen abzuklären, und fördern die gesunde Weiterentwicklung des Eisenbetonbaues; sie wurden u. a. auch auf dem diesjährigen VII. internationalen Architektenkongreß in London gefordert.

Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Zeitschriftenschau.

Dampfkessel.

Versuche an Dampfkesseln der Nürnberger Ausstellung wurden von dem Bayerischen Revisionsverein vorgenommen und zwar an dem Doppelkessel der Firma *Jacques Piedboeuf G. m. b. H.*, Düsseldorf-Oberbilk, sowie an den beiden Wasserrohrkesseln der *Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik vorm. Dürr & Cie.* je bei normaler und höchstmöglicher Beanspruchung. Der erstgenannte für 12 at Ueberdruck gebaute Kessel hat 303 qm Heizfläche und besteht aus einem Unterkessel von 2500 mm Durchm. und 6700 mm Mantellänge mit drei Wellflammrohren, von welchen die beiden oberen vorn 800/900 mm und hinten 700/800 mm Durchm., das untere auf die ganze Länge 700/800 mm Durchm. haben. Ueber dem Unterkessel befindet sich durch einen Wasserstutzen und ein Dampfüberströmrohr mit demselben verbunden ein von 148 Heizrohren mit 95 mm äuß. Durchm. durchzogener Oberkessel von 2500 mm Durchm. und 5050 mm Mantellänge, welcher mit einem Dampfdom versehen ist. Ober- und Unterkessel haben getrennte Dampfräume, aber gemeinschaftlichen Wasserraum. Zwischen Ober- und Unterkessel ist ein engrohriger, schmiedeeiserner Ueberhitzer von 31 qm Heizfläche ausschaltbar eingebaut. Der Rost, 4,78 qm groß, wird durch selbsttätige Rostbeschicker der Firma *Münckner & Cie.*, Bautzen bedient, bei welchen eine durch Knaggenrad bewegte Schaufel mittels veränderlicher Federspannung Schläge ausführt und dabei die Kohle abwechselnd auf den vorderen mittleren und hinteren Teil des Rostes befördert. Angetrieben wird der Apparat durch einen zweipferdigen gekapselten Elektromotor.

Die beiden *Wasserrohrkessel* sind nach Art der Schiffskessel (System *Dürr*) mit einer Wasserkammer und einem Oberkessel gebaut. Es beträgt: Der äußere Durchmesser der 212 Wasserrohre 95 mm, deren Länge 2920 mm. Durchmesser des Oberkessels 1200 mm, Länge 3980 mm, die Heizfläche 180,5 qm und die Rostfläche 7,02 qm. In die Wasserrohrreihen sind zwei wagerechte Zuglenkplatten eingelegt, über den Rohren hinter dem querliegenden Oberkessel ist ein aus 46 nahtlosen Stahlrohren von je 16700 mm Länge und 32/38 mm Durchm. bestehender Ueberhitzer nicht ausschaltbar angeordnet. Nach dem Ueberhitzer bestreichen die Heizgase beider Kessel einen über einem derselben befindlichen Speisewasservorwärmer eigener Konstruktion von 253 qm Heizfläche, welcher aus 12 paarweise einander gegenüberliegenden, durch schmiedeeiserne

	I. Versuch		II. Versuch	
Dauer des Versuchs . . . Std.	7,97		8,40	
Brennstoff: Sorte	Ruhr Nuß III (Zeche Zollverein)			
Verheizt i. d. Std. f. d. qm kg Rostfl.	85,8		112	
Herdrückstände in v. H. des verheizten Brennstoffes	3,56		4,51	
Verbrennliches in denselben v. H.	—		45,17	
Speisewasser verdampft f. d. Std. und qm Heizfläche . . . kg	12,1		15,0	
do. Temperatur . . . °C	28		30	
Dampf Ueberdruck . . . kg/qcm	11,4		11,0	
„ Temperatur	275		285	
Heizgase: Kohlensäuregehalt v. d. Schieber . . v. H.	11,8		13,4	
Sauerstoffgehalt do. .	7,8		5,4	
Temperatur . . . °C	219		234	
Zugstärke:				
a) über den Rosten mm Wassersäule	5,2		6,0	
b) hinter dem Unterkessel „	9,0		11,0	
c) „ „ Ueberhitzer „	9,7		12,0	
d) vor dem Schieber	15,0		17,5	
Verdampfung: 1 kg Brennstoff verdampfte Wasser . . . . kg	8,95		8,5	
Wärmebilanz:	W. E.	v. H.	W. E.	v. H.
Nutzbar gemacht zur Dampfbildung und Ueberhitzung	6158	82,3	5882	78,6
Verloren				
a) im Kamin durch freie Wärme der Rauchgase	844	11,2	805	10,7
b) in den Herdrückständen durch Unverbranntes	} 483	6,5	165	2,2
c) Rost (Strahlung, Leitung usw.)			633	8,5
Heizwert des Brennstoffes . . .	7485		7485	

Rohre verbundenen Wasserkammern besteht und vermittels Drehklappen ausschaltbar ist. Die Roste sind Kettenroste (System *Dürr*), deren Antrieb rund eine Pferdekraft erforderte.

	I. Versuch		II Versuch	
Dauer des Versuches . . . Std.	7,00		7,13	
Brennstoff: Sorte	Ruhr Nuß III (Zeche Zollver.)		Sächs. Braunkohlenbriketts	
Verheizt f. d. Std. u. qm Rostfl. kg	90,9		129,1	
Herdrückstände: in Prozenten des verheizten Brennstoffes v. H.	2,3		7,75	
Verbrennliches in denselben v. H	54,25		58,92	
Speisewasser: verdampft f. d. Std. u. qm Heizfläche .	30,5		25,4	
Temperatur vor dem Ekonomiser	37		32	
„ hinter „ „	90		87	
Dampf: Ueberdruck . . . kg/qcm	11,6		10,7	
Temperatur . . . . °C	285		293	
Heizgase: Kohlensäuregehalt vor dem Ekonomiser .	10,9		—	
do. hinter d. Ekonomiser	9,6		9,1	
Temperatur vor „ „	353		—	
hinter „ „	225		233	
Verbrennungsluft: Temperatur . .	35		29	
Vielfaches der theoretischen Luftmenge vor dem Ekonomiser . .	1,7		—	
hinter „ „ . .	2,0		2,1	
Zugstärke: hinter dem Ekonomiser mm Wassersäule	14		16,5	
vor d. Ueberhitzer mm „	4,6		3,0	
Im Feuerraum	3,5		2,4	
Verdampfung: 1 kg Brennstoff verdampfte Wasser . . . . kg	8,64		5,06	
Wärmebilanz:	W. E.	v. H.	W. E.	v. H.
Nutzbar gemacht insgesamt . . .	5918	76,0	3517	68,6
Davon: a) im Ekonomiser . .	458	5,9	278	5,4
b) zur Dampfbildung .	4959	63,7	2915	56,9
c) zur Ueberhitzung . .	501	6,4	324	6,3
Verloren:				
a) im Kamin durch freie Wärme der Rauchgase	1005	12,9	800	15,6
b) in den Herdrückständen .	101	1,3	369	7,2
c) Rost (durch Ruß, Strahlung, Leitung usw.)	766	9,8	439	8,6
Heizwert des Brennstoffes . . .	7790		4125	

Der zweite Versuch ist ungünstig, weil der Kettenrost nicht für Braunkohlenbriketts gebaut ist. Der Wärmeübergangskoeffizient im Ekonomiser berechnet sich zu $k = 10{,}3$. (Zeitschr. d. Bayer. Revisions-Vereins 1907, S. 23–26.) *Z.*

Eisenbahnwesen.

Normalwagen für elektrischen Ueberlandbetrieb. (*Evans.*) Für amerikanische Verhältnisse wird als nachteilig für den Bau geräumiger Wagen bezeichnet, daß auf den elektrisch betriebenen Ueberlandlinien 2,6 m, dagegen für Dampfbahnen 2,8 m bis 3,2 m als größte Breite zulässig sind. Selbst um ersteres Maß innezuhalten, müssen jedoch häufig die Gleisabstände, vor allem in scharfen Kurven vergrößert werden. Bei Gleiserneuerungen ist hierauf Rücksicht zu nehmen und ferner darauf zu achten, daß an Unterführungen eine genügende Durchfahrtshöhe verbleibt, um bei Verwendung höherer Spannung die Oberleitung sicher anbringen zu können. Die geeignetste Wagengattung erblickt der Verfasser in den 18,7 m langen Wagen der *Indianopolis and Northwestern*-Bahnen mit drei Abteilungen. Sie laufen nur in einer Fahrrichtung und haben daher nur einen Führerstand, in dem zugleich das Gepäck, die Eilgüter und die Warmwasserheizung untergebracht sind. Die Länge dieses Raumes beträgt 3,37 m; dann folgt das 4,08 m lange Raucherabteil mit 16 Sitzen und hierauf ein 8,3 m langer Hauptraum mit 38 Sitzen, dem sich eine geräumige Plattform anschließt. Ueber die letztere erfolgt der Zugang zum Wagen von beiden Seiten des Gleises aus. Die Wagenquerwände sind, ebenso wie die hintere Plattform, verglast. Um vor allen Dingen Geschäftsreisenden mit ihrem großen Gepäck die Benutzung der elektrischen Ueberlandbahn zu erleichtern, empfiehlt der Verfasser, das Raucherabteil und den Gepäckraum in einem besonderen zweiten Wagen zu vereinigen.

Empfehlenswert ist ferner die Bauart der auf den *Ohio*-Bahnen laufenden Wagen. Bei einer Gesamtlänge von 20,04 m enthält der Wagen einen Hauptraum mit 29 Sesseln, ein Abteil für Raucher mit 10 Sesseln, einen Gepäckraum und 2 Toiletten. Der Führerraum ist so gebaut, daß er dem Wagenführer das Ueberwachen des vorn befindlichen Zuganges ermöglicht. Ein weiterer Zugang befindet sich am Ende des Wagens, jedoch auf derselben Seite, so daß die andere Seitenwand ununterbrochen durchgeführt ist und infolgedessen eine große Festigkeit besitzt. Der Wagenrahmen ist gleichfalls besonders kräftig durch sechs durchgehende Träger versteift und der Fußboden aus Blechplatten mit doppeltem Holzboden hergestellt.

Das Vorderteil ist besonders kräftig auszuführen, um bei Zusammenstößen genügenden Widerstand zu leisten. Zur Festigkeit des Wagenkastens würde viel beitragen, wenn statt der Schiebetüren Klapptüren verwendet werden. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 213–215.) *Pr.*

Elektrotechnik.

Speisepunkte der Fahrleitung elektrischer Bahnen. (*Ertel.*) Bei der Versorgung eines einfachen Bahnnetzes, besonders bei einem solchen aus einem eigenen Kraftwerk, genügt es, die Speiseleitung bis zu dem für den Anschluß in Betracht kommenden Mast zu führen und über einen Umschalter an die Fahrleitung anzuschließen. Ist die Speiseleitung als Kabel verlegt, so wird meist noch eine Sicherung zwischengeschaltet, um eine Ueberlastung des teuren und nur auf umständliche und kostspielige Weise zu ersetzenden Kabels zu verhindern.

Sind die Netze verwickelt oder soll der Stromverbrauch einzelner Strecken gesondert gemessen werden, so müssen an den Speisepunkten Zähler aufgestellt werden; bisweilen zwei verschiedener Bauart hintereinander, um möglichst genaue Werte zu erhalten. Es sind dann besondere Schalthäuschen nötig, die freistehend oder als Mauerkästen ausgeführt werden. In denselben sind die Zähler und die Schalter auf einer Marmorschalttafel befestigt, die gegen aufsteigende Feuchtigkeit durch Porzellan-Isolierglocken oder -Rollen geschützt wird. Von den Schaltern führen Kupferschienen zu einer kleineren Schalttafel und über dort angebrachte Induktionsspulen und Sicherungen und über unterirdisch verlegte Zuleitungskabel zu den Masten. Vor dem Anschluß an die Oberleitung ist dort meist noch ein Mastausschalter angebracht. Es empfiehlt sich, zur raschen Verständigung mit dem Kraftwerk in einem derartigen Schalthäuschen einen Telephonapparat unterzubringen. Den Prüfdraht und die Fahrschienen d. h. Erde als Leitungen für das Telephon zu verwenden, hat sich jedoch nicht bewährt, so daß hierfür besondere Leitungen nötig sind. (Eisenbahntechnische Zeitschrift 1907, S. 50–55.) *Pr.*

Elektrische Schienenverbindungen. Die *American Steel and Wire Company* verwendet u. a. die „Mehrendige" Schienenverbindung, die an jedem Ende zwei oder mehr halbzöllige Propfen hat, die in Bohrungen des Schienenkopfes hineingepreßt werden. Da sie ohne Lösen der Lasche angebracht werden können, dauernd zugänglich und zu überwachen sind, und nur eine geringe Baulänge besitzen, so sind Preis, Einbau- und Ueberwachungskosten gering; ferner sichert die große Oberfläche der Schienenpfropfen geringe Uebergangswiderstände. Um die Kosten für das Bohren der Löcher zu verringern, werden kleine Bohrmaschinen mit vier oder mehr Spindeln verwendet. Die einfach gebauten Maschinen arbeiten

mit selbsttätigem Vorschub, besitzen Kugellager und gestatten genaues Einstellen der Bohrer und der zu erzielenden Lochtiefe. Die mit starken Schrauben an die Schiene anzuklemmende Bohrmaschine kann durch einen abnehmbaren Hebel von Hand oder durch einen 500 Volt-Motor elektrisch angetrieben werden. Zum Einpressen der Propfen können besondere hydraulische Pressen verwendet werden. (Electrical Review New York 1907, S. 200—201.) *Pr.*

Lokomotivbau.

Grand Trunk Bahn-Lokomotiven. (*Eichel.*) Die Lokomotiven sind für den Betrieb des 1810 m langen Tunnels unter dem *St. Clair*-Fluß zwischen *Port Huron* auf der amerikanischen und *Sarnia* auf der kanadischen Seite bestimmt und sollen 1000 t - Züge mit 16 km/Std. Geschwindigkeit schleppen. Sie wiegen etwa 61 t und bestehen aus zwei gleich gebauten Teilen, die jeder drei Triebachsen bei 3658 mm Achsstand und 1557 mm Raddurchm. besitzen. Zum Betriebe wird aus einer an einem Tragkabel aufgehängten Profildraht - Oberleitung durch einen Scheren-Stromabnehmer Einphasenwechselstrom von 25 Perioden und 3000 Volt Spannung der Lokomotive zugeführt. Elektropneumatisch gesteuerte Schützen stellen die Schaltungen für die sechs künstlich gekühlten Wechselstrom - Reihenschlußmotoren her. Die Feldspulen dieser Motoren sind aus Hochkantkupfer mit Glimmereinlagen hergestellt, mit Band umwickelt und dann mit Tauchlack isoliert. Die in Polschuhnuten eingelegte Kompensationswicklung besteht aus Stäben mit Zwischenverbindungen aus Kupferband und ist hinter die Hauptfeldwicklung und die Ankerwicklung geschaltet. Die Ankerwicklung besteht aus Hochkantkupfer mit Glimmerisolation, besitzt Vielfach-Parallelschaltung mit Ausgleichsleitungen und ist ferner über Widerstände an die Kommutatorsegmente angeschlossen. Durch die Einführung der elektrischen Lokomotiven soll die jährliche Leistungsfähigkeit des Tunnels von 12 000 auf 35 000 Züge zu je 1000 t gesteigert werden. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 50—51.) *Pr.*

Materialprüfung.

Zähigkeitsmessungen. (*Ladenburg.*) Die innere Reibung zäher Flüssigkeiten ist untersucht durch Fallenlassen von Stahlkugeln[1]) in einer aufrechtstehenden Röhre, die mit künstlichem venetianischem Terpentin (drei Teilen Kolophonium und ein Teil Terpentin) gefüllt war. Die Reibung der Kugeln gegen die Flüssigkeit konnte als unendlich groß angenommen werden; denn Kugeln, deren Oberfläche rauh gemacht war, fielen ebenso rasch wie glatt polierte Kugeln gleichen Gewichts. Eine auf die Oberfläche der Flüssigkeit gegossene grüne Chlorophylllösung wurde von der Kugel bis auf den Boden mitgenommen; der so gebildete grüne Faden zeigte zugleich, daß die Kugel sich geradlinig bewegte.

Uebereinstimmend mit der Theorie ergaben die Messungen, daß die Kugeln mit *gleichmäßiger* Geschwindigkeit fielen; die oberen 3 cm und die unteren 2 cm der Röhre wurden von der Beobachtung ausgeschlossen. Groß war der Einfluß der *Gefäßwandungen*: Die Fallgeschwindigkeit wuchs um 15 v. H., als statt einer 4,4 cm weiten eine nur 2,7 cm weite Röhre angewandt wurde. Selbst bei einem Verhältnis von 90 : 1 zwischen Röhren- und Kugeldurchmesser betrug der Einfluß der Gefäßwandung noch mehrere Prozente. In der Nähe von Deckel und Boden des Gefäßes wurde die Geschwindigkeit merklich verlangsamt.

In Gefäßen von gleichen Ausmessungen verhalten sich die Fallzeiten gleicher Kugeln wie die Zähigkeiten (Viskositäten) der betreffenden Flüssigkeiten.

Die *Temperatur* hatte sehr große Bedeutung, da für 1° Erwärmung (zwischen 9° und 17° C) die Zähigkeit um etwa 25 v. H. abnahm. Wurde der *Druck* von 1 at auf 100 at gesteigert, so verdoppelte sich die Zähigkeit.

Der Reibungskoeffizient der untersuchten Flüssigkeit wurde zum Vergleich auch durch ihre Ausflußgeschwindigkeit aus einer Kapillare ermittelt; er ergab sich so zu 1300 C. G. S.-Einheiten bei 16° C und Atmosphärendruck, während aus der Fallzeit der kleinsten Kugel in der weitesten Röhre 1400 Einheiten berechnet wurden. (Annalen der Physik 1907, Heft 2, S. 287—309.) *A.*

[1]) Die Kugeln hatten 4, 3,2 und 1,5 mm Durchm. Die Röhre war 26 cm lang und wurde durch ein großes Wasserbad auf konstanter Temperatur gehalten.

Technische Chemie.

Ozongewinnung durch Elektrolyse. (*F. Fischer* und *K. Massenez.*) Schon lange ist bekannt, daß bei der Elektrolyse von Schwefelsäure an einer Platinanode bei genügender Stromdichte und guter Kühlung erhebliche Mengen von Ozon erhalten werden. *Mc Leod* verwendete 1886 als Anoden feine Platindrähtchen; der durch den Strom entwickelte Sauerstoff enthielt bis zu 17 v. H. Ozon; aber die Drähtchen wurden rasch zerstört. *F. Fischer* und *Massenez* verwendeten als Anode ein dünnes Platinrohr, das von einem Wasserstrom durchflossen wurde. Das Rohr erhielt in seiner endgültigen Form rhombischen Querschnitt und war bis auf eine sehr schmale Mantellinie ganz von Glas umschmolzen. So wurde eine strichförmige Elektrode von 0,1 mm Breite und 11,5 mm Länge erhalten, an der bei 1 Amp. Stromstärke, einer Säuredichte 1,085 und einer Kühlwassertemperatur von 15° (½ l floß i. d. Minute durch das Platinröhrchen) mehr als 22 v. H. Ozon gewonnen wurden, ohne daß die Anode der Zerstörung anheim fiel. Die Ausbeute war etwa 7 g Ozon auf die Kilowattstunde. (Zeitschrift f. anorgan. Chemie Bd. 52, 1907, S. 202—218 und S. 229 bis 255.) *A.*

Wasserbau.

Bewässerungskanal. Zur Bewässerung einer Landstrecke bei Kôm - Ombo in Ober-Aegypten wurde eine Anlage geschaffen, welche in der Hauptsache besteht aus zwei 464 m langen Druckröhren mit 2 m lichter Weite, durch welche einige *Sulzer*-Zentrifugalpumpen das Nilwasser 15 - 20 m hoch in ein Sammelbecken hinaufbefördern, und aus einem 1600 m langen Kanal, welcher das Wasser aus dem Sammelbecken nach dem Grundstück führt. Die Anlage benutzt einen Teil des von dem bekannten *Assuan*-Wehre gestauten Wassers.

Die genieteten Druckröhren erhalten im Umfang vier Platten von 9 mm Dicke. Bemerkenswert ist besonders der 1600 m lange Kanal, der halbkreisförmige Form (6 m Mittellinie) mit um ½ m erhöhten Seitenkanten hat. Er wurde aus 6 mm dicken Blechplatten (7 im Umfange) zusammengenietet und nach Fertigstellung in Sand gebettet. Die Längsseiten sind oben durch Flach- und Winkeleisen zur Versteifung miteinander verbunden, während T-Eisen die Platten auf der Außenseite umfassen.

Um der Ausdehnung und Zusammenziehung Rechnung zu tragen, ist der Kanal in 17 Abschnitten von je etwa 100 m Länge geteilt, deren Enden etwa 2 m voneinander abstehen und in gemauerten Zwischenstücken ruhen, in denen sie sich verschieben können und in denen sie mittels Hanfpackung gedichtet werden.

Sandstürme bereiteten der Errichtung große Schwierigkeiten, da der Sand oft unterhalb eines halbfertigen Kanalteiles weggeblasen wurde und dieser um mehrere Zentimeter aus seiner Lage geriet. Anfänglich wurde versucht, pneumatisch zu nieten, aber das Einüben der Araber für diese Arbeit mißlang. Das pneumatische Verstemmen dagegen wurde allgemein durchgeführt. Sowohl der Kanal wie die Druckröhren wurden innen und außen zweifach mit Siderosthen Lubrose angestrichen, was sich durchaus bewährt hat. Das Gesamtgewicht des aufgewendeten Stahles beträgt 1250 t. Der fertige Kanal führt 12 cbm i. d. Sekunde mit einer Geschwindigkeit von 85 cm i. d. Sekunde.

Im Sommer konnte zwischen 12 und 3 Uhr nachmittags nicht gearbeitet werden, aber auch zu anderen Stunden waren die Platten oft so heiß, daß ihre Handhabung kaum möglich

war. Fahrbare Krane, welche den Kanal überbrückten, konnten über die ganze Länge der Arbeitsstelle verschoben werden zur bequemeren Montierung der Platten. (The Engineer 1907, Seite 234—236 und 238.) *Ky.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftanlage. (*Perkins.*) Das neue hydro-elektrische Kraftwerk bei Buffalora am Ticino in Italien nutzt 8000 PS mit 25 cbm/Sek. und 18,6 m Gefälle aus. Die Niederwassermenge beträgt 10 cbm/Sek. Das Kraftwerk enthält fünf Turbinen (von *Riva, Monneret & Co.* in Mailand) von je 1400 PS Leistung bei 320 Umdr/Min., welche mit je einem 2700 Volt Drehstrommotor direkt gekuppelt sind. Außerdem sind zwei Erregerturbinen von je 150 PS bei 750 Umdr/Min. aufgestellt. Das Betriebswasser wird durch einen 12 km langen Kanal zugeführt.

Bei dem älteren Kraftwerk Vizzola am Ticino wird das Wasser in einem 290 m langen und 4 m breiten Wehr entnommen. Das Krafthaus enthält acht Turbinen von *Riva, Monneret & Co.* und zwei von *Voith* in Heidenheim für 187 Uml/Min. und insgesamt 20000 PS Leistung. (The Electrical Engineer, S. 114—116.) *A. M.*

Bücherschau.

Präzisions-Pendeluhren und Nickelstahl-Kompensationspendel von Dr. *S. Riefler.* *Präzisions-Pendeluhren und Zeitdienstanlagen für Sternwarten* von Dr. *S. Riefler.* München 1907. Theod. Ackermann.

Das vorliegende Spezialwerk, welches in erster Linie für Astronomen bestimmt ist, ist das Resultat vielseitiger Erfahrungen auf dem Gebiete der Präzisionszeitmessung, durch deren Bekanntgabe sich der Inhaber dieser weltberühmten Firma ein schätzenswertes Verdienst erworben hat.

Da aber die genaue Zeitmessung in der gegenwärtigen, mehr denn je dem Grundsatze „Zeit ist Geld“ huldigenden Epoche immer größere Bedeutung erlangt, so dürfte dieses Werk auch ein allgemeineres Interesse in Anspruch zu nehmen berechtigt sein, zumal da es sehr klar und verständlich abgefaßt ist und seine Verständlichkeit durch eine Reihe vorzüglicher Abbildungen unterstützt wird.

Verfasser beschreibt sein sorgfältig durchdachtes und präzis konstruiertes Pendelechappement, seine Nickelstahl-Kompensationspendel und die Kompensationseinrichtungen für Temperatur und Luftdruck. Sehr sinnreich ist der von ihm erdachte elektrische Aufzug, der das Triebwerk wesentlich vereinfacht und den Pendelantrieb gleichmäßiger gestaltet als das bei Uhren mit gewöhnlichem Gewichtsaufzug der Fall ist.

Eingehend wird auch die Registrierung der Pendelschwingungen durch den Chronographen und die Synchronisation von Nebenuhren erörtert. Hierbei hätten wohl einige Worte über die bei genauen Zeitmessungen sich störend bemerkbar machenden Trägheitsfehler der Chronographen und Relais eingefügt werden können.

Zum Schluß werden die Zeitdienstanlagen für Sternwarten beschrieben und an einigen Beispielen ausgeführter Anlagen erläutert.

Das Werk dürfte berufen sein, ein unentbehrliches Hilfsbuch des Astronomen zu werden, nebenbei aber auch dem Laien interessante Einblicke in die für das tägliche Leben unentbehrliche Zeitmessung gewähren. Dr. *K.*

Abels Untersuchungen über Schießbaumwolle. Deutsch von Dr. *Bernhard Pleus.* I. Ueber die Fabrikation und die Zusammensetzung der Schießbaumwolle. Berlin 1907. Friedländer & Sohn.

Obwohl die klassischen Abhandlungen von *Abel* schon vor 40 Jahren in den *Philosophical Transactions* erschienen sind, so hat ihnen die lange Zeit verhältnismäßig wenig von ihrer außerordentlichen Bedeutung geraubt. Die Uebersetzung ist gut, so daß der Leser durch Inhalt und Form in gleicher Weise gefesselt wird. *Arndt.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Kurzes Lehrbuch der Festigkeitslehre für Baugewerkschule und Baupraxis. Bearbeitet von Dr. *E. Glinzer*, Oberlehrer an der staatlichen Baugewerkschule in Hamburg. Mit vielen Uebungsbeispielen und Aufgaben, 120 Abb., sowie einem reichhaltigen Tafelwerk als Anhang. Dritte, vielfach umgearbeitete und vermehrte Auflage vom „Grundriß der Festigkeitslehre“. Leipzig, 1907. H. A. Ludwig Degener. Preis geh. M. 3,60, geb. M. 4,—.

Encyclopédie Scientifique des Aide-Mémoire. Publiée sous al Direction de *M. Léauté*, Membre de l'Institut. *Commutatrices et Transformateurs Electriques Tournants.* Par *Jean Paraf*, Diplômé de l'École Supérieure d'Électricité, Ingénieur à la Compagnie Francaise Thomson-Houston. Paris. Gauthiers-Villars. Imprimeur-Éditeur. Masson et Cie. Éditeurs, Libraires de l'Académie de Médécine.

Eingesandt.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Errichtung einer Heizversuchsanstalt zu Bochum.

Die Westfälische Berggewerkschaftskasse hat auf der Kesselanlage der Bochumer Bergschule einen Einflammrohrkessel und einen *Steinmüller*-Kessel für Heizversuche hergerichtet. Jeder Kessel hat rund 62 qm wasserberührte Heizfläche und ist mit einem Ueberhitzer versehen.

Zur Wägung von Kohlen, Rückständen und Wasser sind in geeigneter Weise Wagen eingebaut. Für die Speisung ist eine Duplexpumpe mit gesonderter Speiseleitung vorgesehen. Der Abdampf der Pumpe kann zur Vorwärmung des Speisewassers benutzt werden, wobei er kondensiert und gemessen wird.

Der von den Kesseln erzeugte Dampf wird entweder in der Maschinen- und Heizanlage der Bergschule verbraucht oder er geht bei Nichtbedarf durch eine gesonderte Rohrleitung ins Freie. Durch diese Einrichtung wird es möglich, die Kessel mit verschieden Drücken und Belastungen betreiben zu können.

Die Rauchgas- und Dampftemperaturen werden durch geeichte Quecksilberthermometer oder Thermoelemente bestimmt.

Die Probenahme und Untersuchung der Kohlen- und Rauchgase geschieht seitens des Berggewerkschaftlichen Laboratoriums.

Die Heizversuchsanlage ist für vergleichende kalorimetrische und praktische Untersuchung der verschiedenen Steinkohlensorten gedacht und soll auch der Erprobung mechanischer Rostbeschickungskonstruktionen, Feuerungen mit Sekundärluft, Dampfstrahlgebläsen usw. dienen. Ein Eichungsapparat für Indikatorfedern dient zur Feststellung der Federmaßstäbe im kalten und warmen Zustande.

Die Bedingungen für die allgemeine Benutzung der Heizversuchsanstalt und der Apparate werden durch die Westfälische Berggewerkschaftskasse in Bochum auf Anfrage mitgeteilt.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 22. Berlin, 1. Juni 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Beitrag zur Theorie der Dampfmaschinen-Regulierung.

Von Dr. **W. Hort.**

Der Betrachtung des Reguliervorganges der Dampfmaschine und der Bedingungen für das Zustandekommen einer stabilen Regulierung sind eine große Anzahl beachtenswerter Arbeiten gewidmet worden.

Wir sind durch sie im Besitz zeichnerischer und rechnerischer Methoden zur Vorausberechnung der bei einem Belastungswechsel sich abspielenden Bewegungsvorgänge der Dampfmaschine, wir kennen auch die Bedingungen für die Stabilität der Regulierung.

In letzterer Hinsicht sind Arbeiten von *Wischnegradski*[1]) und von *Stodola*[2]) von besonderer Wichtigkeit. Kurz zusammengefaßt kann man die Resultate dieser Forscher in folgenden Sätzen aussprechen:

1. Ohne Oelbremse ist jeder Zentrifugalregulator für eine stabile Regulierung unbrauchbar.

2. Unter Umständen kann die Wirkung der Oelbremse durch die Eigenreibung des Regulators und des Stellzugs ersetzt werden.

3. In jedem Falle läßt sich die Größe der Bremswirkung so bestimmen, daß der Reguliervorgang aperiodisch verläuft.

4. Ein astatischer Regulator ist auch in Verbindung mit einer Oelbremse unbrauchbar[3]).

Die Aufstellung dieser einfachen Sätze hatte eine Voraussetzung, die auf die Dampfmaschine nicht genau zutrifft: nämlich die, daß in jedem Augenblick das Drehmoment von der Stellung des Regulators beherrscht sei. Streng genommen gilt dies nur für Turbinen, während bei Kolbendampfmaschinen immer nur die Regulatorstellung im Augenblick des Steuerungsabschlusses für das mittlere Drehmoment während des betreffenden Hubes maßgebend ist. Man kann daher die Kolbenmaschinenregulierung gegenüber der Turbinenregulierung als unstetig bezeichnen.

Von diesem zutreffenderen Standpunkt aus ist die Regulierungstheorie der Dampfmaschine ebenfalls schon behandelt worden, so von *Kargl*[4]) und neuerdings von *Rülf*[5]). In erster Linie haben diese beiden Verfasser zeichnerische und rechnerische Verfahren zur Verfolgung des Regelungsvorganges selbst angegeben.

Mit der Aufsuchung der diesem Standpunkt entsprechenden Stabilitätsbedingungen beschäftigt sich eine Arbeit des Verfassers dieser Zeilen in der Zeitschrift für

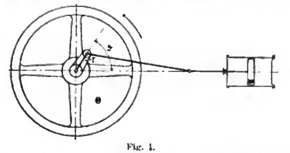


Fig. 1.

Math. und Physik 1904, 3. Heft. Auf diese Arbeit soll hier in Kürze zurückgekommen werden, mit einer Erweiterung, die sich auf den Nachweis der Ungültigkeit

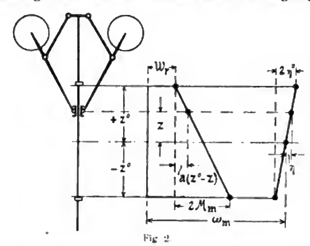


Fig. 2.

des oben genannten Satzes 1 bezieht, wenn man von der tatsächlich vorhandenen Unstetigkeit der Kolbenmaschinenregulierung ausgeht.

Wir führen folgende Bezeichnungen ein (s. Fig. 1 und 2):

Θ = Trägheitsmoment des Schwungrades.

r = Kurbelradius.

ϑ = Kurbelwinkel positiv gezählt von der vorderen Totlage nach oben; auch die Drehung der Maschinen erfolge in dieser Richtung, also rechtsläufig.

z = Regulatorhub.

$z = +z^0$ = in der höchsten Stellung.

$z = -z^0$ = in der tiefsten Stellung.

$z = 0$ = in der mittleren Stellung.

---

[1]) Zivilingenieur 1877, S. 95.

[2]) Z. d. V. d. I. 1899, S. 506, 673.

[3]) Bezüglich der von *Stodola* a. a. O. behandelten Beharrungsregler lassen sich ähnliche etwas allgemeinere Sätze aufstellen, worauf hier nicht weiter eingegangen wird.

[4]) Zivilingenieur 1871, S. 266.

[5]) Der Reguliervorgang bei Dampfmaschinen. Berlin 1902. *Springer.*

ω_m = mittlere Winkelgeschwindigkeit der Maschine, entspr. dem Beharrungszustand mit $z = 0$.

$\omega_m + \gamma^0$ = höchste Winkelgeschwindigkeit im Beharrungszustande mit $z = + z^0$ (Leerlauf).

$\omega_m - \gamma^0$ = kleinste Winkelgeschwindigkeit im Beharrungszustande mit $z = - z^0$ (Vollast).

M_0 = mittl. Tangentialdruckmoment beim Leerlauf.

$M_0 + M_m$ = mittl. Tangentialdruckmoment bei mittl. Belastung.

$M_0 + 2 M_m$ = mittl. Tangentialdruckmoment bei Vollast.

W_r = Widerstandsmoment der Maschinenreibung, unabhängig von der Geschwindigkeit und der Belastung.

W = Widerstandsmoment der Belastung.

Ueber den Regulator setzen wir weiter folgendes fest. Es sei ein Zentrifugalregulator mit Feder oder Gewichtsbelastung; seine Schwingungsgleichung sei:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + b \frac{dz}{dt} + c \left(z - \frac{z^0}{\delta \omega_m} \gamma\right) . \quad . \quad . \quad 1)$$

z ist hier der Muffenhub, t ist die Zeit, m ist eine Konstante, abhängig von den Abmessungen und Massen der Regulatorteile; die Konstante b trage dem Einfluß der Oelbremse und der Eigen- und Stellzeugreibung Rechnung, die Konstante c ist aus den Gewichten, Federkräften und Abmessungen des Regulators zusammengesetzt. m, b, c lassen sich für jeden gegebenen Regulator berechnen. Im übrigen hat die Gleichung 1 folgenden Sinn: Dreht sich der Regulator mit konstanter mittlerer Winkelgeschwindigkeit ω_m ($\gamma = 0$) um seine Achse, so wird seine Muffe in ihrer mittleren Ruhelage $z = 0$ verharren. Bringt man nun die Muffe (bei übrigens ungeänderter Winkelgeschwindigkeit) aus ihrer Ruhelage heraus, so wird sie, freigelassen, um die Lage $z = 0$ eine Schwingung nach obiger Differentialgleichung ausführen.

Ist die Winkelgeschwindigkeit des Beharrungszustandes von ω_m verschieden und etwa $\omega_m + \gamma$, so wird die Ruhelage der Muffe bei

$$z = \frac{z^0}{\delta \omega_m} \gamma$$

sich einstellen und dieser Punkt wird wieder der Schwingungsmittelpunkt der Muffenbewegung sein. Ist schließlich γ mit der Zeit veränderlich, so gilt Gleichung 1 ebenfalls für die Regulatorbewegung; wir haben in diesem Falle eine lineare Differentialgleichung 2. Ordnung mit Störungsfunktion.

Zur Erläuterung des Einflusses des Regulators auf die Drehmomente M diene Fig. 3. In dem oberen Diagramm bedeuten die Ordinaten q die Kanaleröffnungen bezw. die Ventilerhebungen in Funktion des Kurbelwinkels. In der anderen Figur ist in bekannter Weise das Drehmomentdiagramm gezeichnet. Der Flächeninhalt desselben und damit die Maschinenleistung ist wesentlich von dem früheren oder späteren Abschluß der Steuerorgane, der Füllung abhängig. Wir setzen nun voraus, daß die Füllungen sowie die mittleren Drehmomente der Beharrungszustände den Regulatorstellungen proportional sind:

$$M = M_0 + a (z^0 - z) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Für die mittlere Belastung der Maschine gilt $z = 0$

$$\text{und } M_m = M_0 + a z^0 . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

Für die höchste Belastung gilt $z = - z^0$

$$\text{und } M_{max} = M_0 + 2 a z^0 . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

während M_0 das Drehmoment des Leerlaufs $= W_r$ ist.

Was die Winkelgeschwindigkeit der Maschine anlangt, so seien ihre den verschiedenen Beharrungszuständen

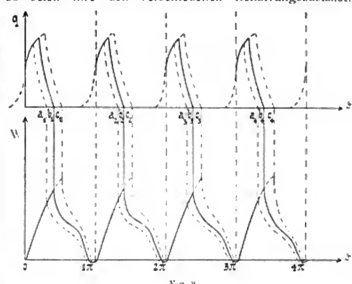


Fig. 3.

entsprechenden Aenderungen ebenfalls proportional den Aenderungen der Regulatorstellung:

$$z : \gamma = z^0 : \gamma^0 . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

Führen wir jetzt den Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{2 \omega_m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

oder

$$\delta = \frac{\gamma^0}{\omega_m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

ein, so geht Gleichung 5. über in

$$z = \frac{z^0}{\delta \omega_m} \gamma . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8)$$

Es erübrigt nun noch, eine den Abschluß des Einlaßorganes beherrschende Gleichung aufzustellen. Wir betrachten eine Hubperiode, der wir die von einer bestimmten Anfangsperiode angezählte Nummer k zuteilen, und schreiben folgende Gleichung an:

$$\vartheta_k = \alpha_0 + k\pi + \alpha \frac{z^0 - z_k}{2 z^0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Die Größen ϑ_k seien diejenigen Kurbelwinkel, bei denen die Steuerung vermöge ihrer besonderen Einrichtung unter Einfluß der Regulatorstellung z_k die Dampfzufuhr für den Hub k absperrt. Diese Gleichung besagt folgendes:

Läuft die Maschine bei höchster Regulatorstellung

$$z_k = + z^0,$$

also leer, so ist

$$\vartheta_k = \alpha_0 + k\pi, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

α_0 ist demnach die kleinste Füllung. Bei maximaler Belastung $z_k = - z^0$ dagegen ist

$$\vartheta_k = \alpha_0 + k\pi + \alpha . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 11)$$

$\alpha_0 + \alpha$ ist demnach die größte Füllung der Maschine.

Wir betrachten nach diesen Festsetzungen die Differentialgleichungen der Bewegung während einer Störung des stationären Zustandes. Dieser Beharrungszustand sei gekennzeichnet durch den anfänglich gegebenen Tangentialwiderstand W_0'.

$$M = W_0' \; ; \; W_r = M_0 \; ; \; W_0' = M_0 + a (z^0 - z_0) \quad 12)$$

$$W_0' = a (z^0 - z_0) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 13)$$

hieraus findet man die zugehörige Regulatorstellung

$$z_0 = z^0 - \frac{W_0'}{a} = \frac{a z^0 - W_0'}{a}.$$

Die zugehörige Winkelgeschwindigkeit

$$\omega_0 = \omega_m \left(1 + \delta \frac{a z^0 - W_0}{a z^0}\right) \quad . \quad . \quad . \quad 14)$$

und die zugehörige Füllung zu

$$u_0 = \frac{a W_0}{2 a z^0}.$$

Wir fassen jetzt einen Steuerungsschlußpunkt ins Auge, der unmittelbar auf einen Durchgang der Kurbel durch die vordere Totlage folgt, wobei wir die Kurbelwinkel von diesem Durchgang zu zählen anfangen. Im Schlußpunkt ist dann ($k = 0$)

$$\vartheta_0 = u_1 = \frac{a}{2} \frac{W_0}{a z^0} + \vartheta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 15)$$

In diesem Augenblick nehmen wir eine Störung des Beharrungszustandes vor, indem wir das Tangentialwiderstandsmoment W_0 in W plötzlich abändern.

Dies sind die für die Lösung der Aufgabe nötigen Voraussetzungen. Die Methode der Lösung besteht nun dahin, daß aus den Bewegungsgleichungen von Maschine und Regulator für jeden Steuerungsschlußpunkt die Größen η_k, z_k, z'_k berechnet werden. Mit der weiteren Annahme, daß die zwischen zwei Steuerungsschlußpunkten verfließende Zeit nicht wesentlich schwanke und annähernd gleich der mittleren Hubzeit T der Maschine gesetzt werden könne, werden diese Gleichungen, die im genauen Falle transcendent sind, linear und ermöglichen so die explicite Lösung.

Auf die Angabe der mathematischen Methode, die a. a. o. nachgelesen werden kann, soll hier verzichtet werden. Es resultiert aus ihr ein Gleichungssystem folgender Art:

$$\left.\begin{aligned} z_{k+1} &= \alpha_1 z_k + \beta_1 \eta_k + \gamma_1 z'_k + \delta_1 \\ \eta_{k+1} &= \alpha_2 z_k + \beta_2 \eta_k + \gamma_2 z'_k + \delta_2 \\ z'_{k+1} &= \alpha_3 z_k + \beta_3 \eta_k + \gamma_3 z'_k + \delta_3 \end{aligned}\right| \quad . \quad 16)$$

wo die $\alpha\,\beta\,\gamma\,\delta$ Konstante sind. Dieses Gleichungssystem läßt sich so umformen, daß drei Gleichungen folgender Art entstehen:

$$z_{k+4} = a_1 z_{k+3} + a_2 z_{k+2} + a_3 z_{k+1} + a_4 z_k. \quad 17)$$

Für η_{k+4} und z'_{k+4} kommen ganz analoge Gleichungen heraus, so daß man sich auf die Untersuchung der Gleichung für z_{k+4} beschränken kann.

Ein Theorem von *Bernoulli* erlaubt nun, aus dieser Gleichung die folgende abzuleiten:

$$z_k = C_1 + C_2 \lambda_1^{k-1} + C_3 \lambda_2^{k-1} + C_4 \lambda_3^{k-1} \quad 18)$$

Hier sind die C_i aus den Anfangsbedingungen zu bestimmende Konstante, die λ dagegen die Wurzeln der Gleichung dritten Grades

$$\lambda^3 - P\lambda^2 - Q\lambda - R = 0 \quad . \quad . \quad . \quad 19)$$

Die $P\,Q\,R$ sind Größen, die nur von den eingangs aufgeführten Maschinen und Regulatorkonstanten abhängen und sich folgendermaßen schreiben:

$$\left.\begin{aligned} P &= \gamma\left\{\frac{e_1 - e_2}{u_1 - u_2} + \frac{b}{c}\left(\frac{u_2 e_1 - u_1 e_2}{u_1 - u_2} + 1\right) - T\right\} + e_1 + e_2 + 1 \\ Q &= \gamma\left\{-2\frac{e_1 - e_2}{u_1 - u_2} + \frac{b}{c}\left(e_1 e_2 - \frac{u_1 e_1 - u_2 e_2}{u_1 - u_2} - \frac{u_2 e_1 - u_1 e_2}{u_1 - u_2} - 1\right) + T(e_1 + e_2)\right\} - (e_1 e_2 + e_1 + e_2) \\ R &= \gamma\left\{\frac{e_1 - e_2}{u_1 - u_2} - \frac{b}{c}\left(-e_1 e_2 + \frac{u_1 e_1 - u_2 e_2}{u_1 - u_2}\right) - e_1 e_2 T\right\} + e_1 e_2. \end{aligned}\right| \quad 20)$$

γ bedeutet hier eine Abkürzung für $\frac{a z^0}{\varphi_1^0\, \omega}$ und ist der reziproke Wert der „Durchgangszeit" T_d der Maschine, d. h. derjenigen Zeit, die die Maschine braucht, um bei plötzlicher Entlassung von Vollast auf Leergang und nicht abgestellter Dampfzufuhr von der Geschwindigkeit $\omega_m = \varphi_1^0$ auf $\omega_m + \varphi_1^0$ zu kommen. Wie bekannt, muß T_d stets größer sein als die Hubzeit, damit für den Fall, daß eine solche Entlastung durch einen unglücklichen Zufall (Riemenbruch, Stromloswerden der angetriebenen Dynamo usw.) gerade unmittelbar nach einem Steuerungsschluß stattfindet, die Maschinengeschwindigkeit nicht vor dem nächsten Steuerungsschluß, bei dem ja der Regulator erst in die Störung einzugreifen beginnt, unzulässig hoch wird.

Ferner sind u_1 und u_2 die Wurzeln der für den Regulator charakteristischen Gleichung:

$$m u^2 + b u + c = 0, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 21)$$

während e_1 und e_2 abgekürzt sind für $e^{u_1 T}$ und $e^{u_2 T}$.

Nach diesen Feststellungen setzt uns Gleichung 18 in den Stand, den Verlauf jeder Beharrungsstörung voraus zu berechnen. Wir sind aber auch in der Lage, sofort angeben zu können, ob die Störung zu einem neuen Beharrungszustand führt. In diesem Falle muß der Regulator allmählich zur Ruhe kommen und hierfür ist notwendig, daß die Größen λ in Gleichung 18 kleiner als $+1$, aber größer als -1 sind. Denn in diesem Falle nehmen die Terme mit C_2, C_3, C_4 fortgesetzt ab und es kommt heraus:

$$\lim z_k = \text{Konstant}.$$

(Schluß folgt.)

Professor von Bachs Untersuchungen mit armiertem Beton.

Von **E. Probst**, Berlin.

Vor kurzem ist neuerdings eine Veröffentlichung über Versuche mit Eisenbeton von Baudirektor Prof. *von Bach* in Stuttgart erschienen;[1] sie bietet mit seinen bereits bekannten Veröffentlichungen über Druckversuche mit Beton und Gleitwiderstand einbetonierter Eisen interessantes Material zur Besprechung der wesentlichsten Streitfragen bei armiertem Beton.*)

Wie bei den älteren Untersuchungen, ist auch bei der neueren Veröffentlichung großer Wert darauf gelegt worden, alle Vorversuche, wie die Bestimmungen über die Zusammensetzung der Materialien, die Herstellung der Versuchskörper und die äußerst gründlich und sorgfältig durchgeführten Vorbereitungen für die Versuchsanordnungen eingehend zu beschreiben; und das große Zahlenmaterial

[1] Versuche mit Eisenbetonbalken, Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 39.

*) Wir geben den Ausführungen des Herrn *Probst*, ohne ihnen in allen Punkten beizutreten, Raum in der Annahme, daß sie zu einer sachlichen Aussprache über die berührten Fragen führen und zur Klärung beitragen werden.

Die Redaktion.

in den Versuchsergebnissen bietet eine besondere Handhabe zur eingehenden Besprechung.

Professor *von Bach* macht vorerst auf eine Erscheinung aufmerksam, auf die — wie *Bach* selbst bemerkt — bereits im Jahre 1904 der Amerikaner *Turneaure* hingewiesen hat, auf die unmittelbar vor dem Erscheinen der ersten Risse auftretenden *Wasserflecken*. Es sind dies feuchte Stellen, die sich bei steigender Belastung an der Unterfläche der Balken vor dem Auftreten der Risse bilden, und an diesen Stellen entstehen nachher die Risse. *Bach* erklärt diese Erscheinung wie folgt:

„Mit steigender Belastung findet an einzelnen Stellen der Unterfläche, die auf Zug beansprucht wird, eine Lockerung des Gefüges statt, Feuchtigkeit tritt von innen nach außen und liefert den Wasserfleck. Bei Erhöhung der Belastung geht die Lockerung an dem einen oder andern Fleck in einen Riß über, wobei an der einen oder andern benachbarten Stelle, die gleichfalls Wasserflecke zeigt, eine Verminderung der Spannung herbeigeführt wird, wodurch es sich erklärt, daß nicht an allen Stellen mit Wasserflecken Risse auftreten. Auch der Umstand kann hierbei wirksam werden, daß der Grad der Lockerung an verschiedenen Stellen verschieden ist.

Bei der Natur des Betons erklärt es sich ganz von selbst, daß von einer gleich großen Zugfestigkeit des Materials an allen Stellen der Balkenunterfläche nicht wohl die Rede sein kann, weshalb das Auftreten von Lockerungen in dem Gefüge an einzelnen Stellen ganz begreiflich erscheint".

Bach hat in einer früheren Arbeit[2]) über den Gleitwiderstand einbetonierter Eisen einen Wasserzusatz von 15 v. H. als die obere Grenze des Wasserzusatzes bezeichnet, welcher bei armiertem Beton gestattet sein soll, und hat auch bei diesen Untersuchungen für die Betonmischung einen Wasserzusatz von 15 v. H. verwendet. Andererseits waren die Balken bis zu ihrer Prüfung auf nassen Sand gelagert und mit feuchten Säcken zugedeckt, so daß sie die ganze Zeit naß gelagert waren.

Vergleichen wir nun damit die Ergebnisse der Untersuchungen des Amerikaners *Turneaure*,[3]) so finden wir einige interessante Aufschlüsse über diese Wasserflecken, und die Ansicht *Turneaure*s über deren Herkunft.

Diese Versuche wurden schon im Jahre 1902 angefangen und im Jahre 1903 wiederholt und dienten dazu, die Dehnungsfähigkeit von Beton und armiertem Beton zu bestimmen. *Turneaure* dürfte wohl der Erste gewesen sein, der sich bemüht hat, die fremd klingende Hypothese *Considère*s von der größeren Dehnungsfähigkeit des Betons bei armiertem Beton zu wiederlegen, wie es auch später von *Kleinlogel* mit seinen Versuchen an der Stuttgarter Materialprüfungsanstalt[4]) geschehen ist. Die Versuche *Turneaure*s wurden an Betonbalken mit einem Querschnitt von 15 × 15 cm und einer Spannweite von 1,50 m durchgeführt. Die Eiseneinlagen befanden sich etwa $2^1/_2$ cm von der Unterkante des Balkens entfernt und waren bei den meisten Probekörpern mit der Druckzone verankert; außerdem befanden sich in Entfernungen von je 8 cm und 5 mm starke Rundeisenbügel. (Ueber die Abmessungen der Armierung sind leider keine näheren Angaben gemacht.) Sowohl die Anordnung der Bügel als auch die Verankerung der Armierung mit dem Druckgurt fehlen bei den Versuchen von *Kleinlogel* und *Bach*, sie haben aber auch auf die in Rede stehenden Versuchsergebnisse keinen Einfluß und sind bei der Bestimmung der Dehnungsfähigkeit des armierten Betons ohne Belang. Die Balken wurden 48 Stunden in der Form gelassen und während dieser Zeit mit nassen Tüchern bedeckt. Nachher wurden sie in fließendes Wasser von 15° C gelagert, in welchem sie bis etwa 4 Stunden vor Durchführung der Versuche verblieben. *Das Alter* der Prüfungsbalken war, wie bei den Versuchen von *Bach*, ein Monat bezw. drei Monate.

Auf Grund vorher gemachter Erfahrungen, erklärte *Turneaure*, sei er zu dem Entschlusse gekommen, die Balken so lange wie möglich naß zu lagern, *da man dann selbst die kleinsten Risse im Beton sofort an den vorher auftretenden etwa 3 mm schmalen Streifen — den Wassermarken, wie er sie nennt* — erkennen müsse. Zuerst erscheine bei der Durchbiegung die Wassermarke, die später in einen dunklen Haarriß übergehe.

Turneaure hat noch einen anderen Beweis dafür erbracht, daß die Wassermarken die Vorläufer der Risse sind, indem er einen kleinen Betonstreifen von der Unterseite des Betonbalkens herausgesägt hat, welcher eine derartige Wassermarke enthielt; an *dieser* Stelle ist der kleine Betonstreifen auseinandergefallen.

Ferner stellt *Turneaure* fest, daß bei den nichtarmierten Balken vor dem Bruch weder ein Wasserfleck noch ein Riß zu finden war.

Wie man sieht, führt *Turneaure* diese Wassermarken unmittelbar auf die Naßlagerung zurück, und es ist wohl anzunehmen, daß die von *Bach* bei seinen Versuchen beobachteten Wasserflecken auch auf dieselbe Ursache zurückzuführen sind. Leider fehlt bei der Veröffentlichung der *Turneaure*schen Versuche die Angabe des Wasserzusatzes beim Beton, diese könnte aber auch seine vorher angegebenen Erklärungen nicht ändern.

Zweifellos sind die Wasserflecke auf die Naßlagerung zurückzuführen, wie neuere, demnächst erscheinende Versuche gelehrt haben. Die Naßlagerung verhindert ein zu rasches Austrocknen des Betons im Innern des Probekörpers. Diese aufgespeicherte Feuchtigkeit scheint es zu sein, die beim Belasten des Probebalkens an den schwachen Stellen austritt. Aus den Versuchsergebnissen *Turneaure*s und *Bach*s ergibt sich, daß bei wissenschaftlichen Untersuchungen zu einer genauen Beobachtung der Risse die Naßlagerung der Balken sehr zu empfehlen ist.

Einer eingehenden Diskussion notwendig erscheint das, was *Bach* über die Dehnungsfähigkeit des Betons sagt.

Zunächst sei kurz darauf hingewiesen, welchen Standpunkt die Eisenbetontechnik in dieser Frage bisher eingenommen hat.

Die Versuche von *Considère*,[5]) die ersten auf diesem Gebiete, und die darauf folgenden Untersuchungen der französischen Regierungskommission[6]) haben das etwas verblüffende Ergebnis geliefert, daß der armierte Beton imstande sei, 10—20 Mal so große Dehnungen mitzumachen als der nichtarmierte Beton derselben Mischung. Dieses Ergebnis blieb lange Zeit unangefochten, bis es von *Turneaure* durch die eben besprochenen Versuche angezweifelt wurde; kurz darauf befaßte sich auch *Kleinlogel* mit derselben Frage und kam zu demselben Ergebnis wie *Turneaure*. *Turneaure* bedient sich bei seinen Versuchen mit Vorteil der Wassermarken, um das Auftreten der ersten Risse genau bestimmen zu können und faßt seine Versuchsergebnisse folgendermaßen zusammen[7]):

[2]) Versuche über den Gleitwiderstand einbetonierten Eisens, Mitteilungen über Forscherarbeiten, Heft 22.

[3]) Engineering News 1904, Vol. LII, S. 213.

[4]) Forscherarbeiten. Heft 1, „Beton und Eisen" 1904.

[5]) „Le Génie Civil" 1899, No. 14—17.

[6]) „Beton u. Eisen", Heft 5 1902, Heft 5/1903.

[7]) Comparing the observed and calculated elongations of the reinforced concrete those of the plain concrete ad rupture, it will be seen that the initial cracking in the former occurs at an elongation practically the same as in the latter. It will also be noted on the diagrams that the initial cracking as shown by

Wenn die beobachtete und berechnete Längenänderung des armierten Betons mit derjenigen des nichtarmierten Betons beim Bruch verglichen wird, zeigt sich, daß der Anfangsriß im ersteren bei fast derselben Längenänderung erscheint, wie beim letzteren der Bruch. Die Längenänderungskurven zeigen auch, daß der Anfangsriß — was auch durch die Wassermarken bestätigt wird — ungefähr dort auftritt, wo die Krümmungen der Schaulinie anfangen, sich schnell zu ändern. Die Bedeutung der Risse ist eine offene Frage. Es wurde angenommen, daß mit Eisen armierter Beton sich vor dem Bruch 10 Mal so viel ausdehnen könne wie nichtarmierter Beton. Die Versuche ergeben aber, daß der Bruch in beiden Fällen bei ungefähr derselben Längenänderung beginnt, bei dem nichtarmierten plötzlich, bei dem armierten allmählich, nachdem vorher sich viele kleine Risse gebildet haben, so daß die totale Längenänderung beim endlichen Bruch größer sein wird, wie beim nicht armierten Beton. Mit anderen Worten, das Eisen entwickelt die volle Dehnungsfähigkeit des nichtarmierten Betonmaterials, welches sonst eine Ausdehnung entsprechend der schwächsten Stelle haben würde.

Diese Versuche *Turneaure*s haben also ergeben, daß der Beton im armierten Zustande keine andere Dehnungsfähigkeit hat als im nichtarmierten Zustande. Der erste Riß bei armiertem Beton kennzeichnet eine schwache Stelle im Beton, eine Stelle, an welcher der Zugwiderstand des Betons überwunden ist, und an dieser Stelle wäre der Balken gebrochen, wenn er nicht armiert gewesen wäre. Selbstverständlich gibt es Strecken ohne Risse, innerhalb welcher der Beton auf Zug wirkt. Das Gleiche ist aber auch bei nichtarmiertem Beton der Fall, nur wirkt bei armiertem Beton die Armierung an der Rißstelle als Anker und verhindert den Zerfall.

Die viel besprochenen Untersuchungen *Kleinlogels* führten zu dem Ergebnis, welches er in folgenden Worten zusammenfaßt:

> Es geht aus den Versuchen hervor, *daß die bei den Versuchen gewählte Form der Armierung* nicht hinreicht, um die von *Considère* beobachteten Erscheinungen zu erklären. Es ist vielmehr aus diesen Resultaten der Schluß zu ziehen, zunächst lediglich mit Hinweis auf die gewählte *Zusammensetzung und die Art der Armierung der Probekörper*, daß dem Eisen nicht die ihm von *Considère* zugeschriebene, uns rätselhafte Eigenschaft innewohnt, die Wirkung des Betons bis zu riesigen Werten zu ermöglichen, die wir sonst bei diesem Material nicht kennen, sondern es hat auf den Beton lediglich den Einfluß, daß es vermöge der Adhäsion und Scherfestigkeit des Betons an der Erreichung seiner Bruchdehnung um so erfolgreicher hindert, je größer sein Querschnitt zum wirksamen Betonquerschnitt ist. Diese Bruchdehnung wird aber durch die *Armierung* kaum nennenswerter als die des nichtarmierten Betons.

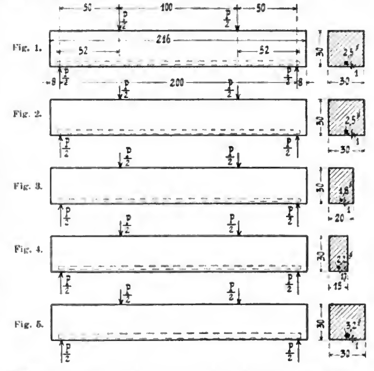
Ich habe in diesen Ergebnissen aus den Versuchen *Kleinlogels* dasjenige hervorgehoben, was mir bei der Beurteilung der ganzen Frage sehr wesentlich erscheint und auch von *Considère* als sehr wesentlich hervorgehoben wurde, insbesondere in seinen Erklärungen über die späteren Versuche, die im Jahre 1905 von der französischen Akademie der Wissenschaften veröffentlicht wurden. In letzteren sagt er, daß armierter Beton, richtig hergestellt, und *zweckmäßig armiert*, Dehnungen ertragen kann, ohne zu reißen, die weit größer sind als jene, welche der gewöhnliche Beton zu ertragen imstande ist.

Diese letzten Erklärungen von *Considère* folgen aus Untersuchungen von zwei Stück 3 m langen Balken. Ihr Querschnitt war 15×20 cm, die Armatur bestand aus fünf Rundeisen, zwei von 16 mm und drei von 12 mm Durchm. Wie man sieht, ist der Armierungsprozentsatz ziemlich hoch; bei Anordnung der Eisen wurde darauf gesehen, daß eine sehr gute Verteilung der Armierung über die ganze Breite der Zugzone stattfand. Das Ergebnis war bei dem trocken gelagerten Balken eine Dehnung von 0,625 mm f. d. laufende Meter und bei den naß gelagerten Balken eine Dehnung von 1,3 mm f. d. laufende Meter, also bedeutend höher, wie bei nichtarmiertem Beton.

Betrachtet man nun die Ergebnisse von *Bach* in seiner letzten Veröffentlichung, so findet man darin folgende Erklärungen über die Dehnungsfähigkeit des armierten Betons:

> Die über die ganze Breite des Balkens gemessene Dehnung des Betons an der Unterfläche der Balken wurde ermittelt unmittelbar vor Beobachtung der ersten Risse bei den Balken mit Bauart nach
>
> Fig. 1 zu 0,127 mm auf 1 m Länge
> „ 2 „ 0,132 „ „ „ „
> „ 3 „ 0,123 „ „ „ „
> „ 4 „ 0,176 „ „ „ „
> „ 5 „ 0,136 „ „ „ „
>
> Hiernach zeigen die Balkan nach Bauart Fig. 4 die größte Dehnung des Betons. *Diese Erscheinung findet in dem Umstande, daß diese Balken die geringste Breite besitzen, ihre Erklärung.*

Es zeigt sich aus diesen Zahlen, daß die Längenänderung des Betons mit zunehmendem Verhältnis *V*, der



Querschnittfläche des Eisens zum nutzbaren Betonquerschnitt wächst, wenn auch nur um Bruchteile von Milli-

the water-marks usually begins about where the curves begin to change direction rapidley.

The significance of these cracks is an open question. It has been supposed that concrete reinforced by steel will elongate about 10 times as much before rupture as will plain concrete. These experiments show very clearly that rupture begins at about the same elongation in both cases. In the plain concrete total failure ensues at once; in the reinforced concrete rupture occurs gradually, and many small cracks may develop so that the total elongation at final rupture will be greater than in the plain concrete. In other words, the steel develops the full extensibility of a non-homogeneous material that otherwise would have an extension corresponding to the weakest section.

meter; während bei Balken nach Bauart Fig. 1 dieses Verhältnis $V = 0{,}59$ v. H. ist, ist das Verhältnis V bei Balken nach Bauart $4 = 1{,}69$ v. H.

Bach hat bei seinen Versuchsbalken nur ein *einziges* Eisen als Armierung verwendet und festgestellt, daß die ersten Risse vorwiegend an den Kanten der Balken auftreten, also an denjenigen Stellen der Unterfläche, welche von der Armierung am weitesten abliegen. Aus den Berechnungen der Längenänderung für Balken *16* ergibt sich die gesamte Dehnung des Betons unter der Last $P = 5100$ kg, d. h. unter derjenigen Höchstlast, bei der noch keine Risse bemerkt wurden, zu 0,135 mm auf 1 m Länge, und bei $P = 7500$ kg, d. h. bei derjenigen Last, bei welcher die Risse an der Unterfläche des Balkens bis an das Eisen herantreten, zu 0,4 mm auf 1 m Länge.

Vergleicht man diese beiden Dehnungen, welche den Lasten von 5100 kg und 7500 kg entsprechen, so muß man sich unwillkürlich fragen:

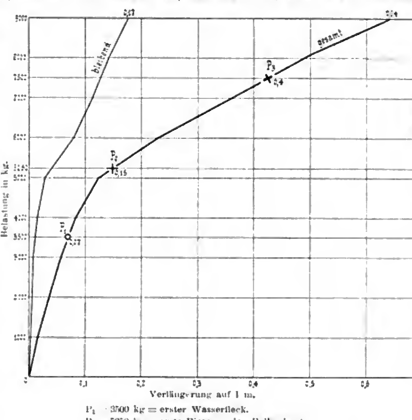
> Wären die ersten Risse im Beton bei derselben Belastung aufgetreten, wenn *Bach* als Armierung statt eines Eisens mehrere kleinere Eisen gewählt hätte derart, daß auch in der Nähe der Balkenkanten Armierungseisen vorhanden gewesen wären?

Daß gerade der Balken nach Bauart Fig. 4 mit der geringsten Breite ($b = 15$ cm) und mit dem größten Verhältnis ($V = 1{,}69$ v. H.) die größte Längenänderung hat, weist darauf hin, daß die Verteilung der Armierungseisen auf die Breite des Balkens nicht ohne Einfluß ist. Die Armierung ist immer derart anzuordnen, daß das Eisen alle Teile des Betons auf die ganze Breite des Balkens gleichmäßig zur Mitwirkung heranziehen kann, wie ich schon in meiner Arbeit über „das Zusammenwirken von Beton und Eisen"[*] hinzuweisen Gelegenheit hatte.

Weiter wäre noch ein anderer Umstand zu berücksichtigen, der bei den *Bach*schen Versuchen auf die Messung der Dehnungen möglicherweise nicht ohne Einfluß geblieben ist, nämlich, daß *Bach* seine Armierungseisen sehr tief gelegt hat. In dem Falle der Balken nach Bauart Fig. 4 liegt das Eisen 1,7 cm von der Unterkante des Balkens entfernt, bei allen anderen nur 1 cm, was wohl zu gering sein dürfte im Verhältnis zu der Stärke der Armierung. Möglicherweise hat auch dieser Umstand auf die, wenn auch nur geringe Erhöhung der Dehnung im Falle 4 Einfluß genommen.

In neuester Zeit hat sich auch Prof. *Schüle*-Zürich mit Dehnungsmessungen an armierten Beton-Zugkörpern befaßt.[**] Aus diesen Versuchen ergab sich bei einer Eiseneinlage gleich 0,1 v. H. des Querschnittes eine Dehnung von 0,47 mm f. d. laufende Meter, bei einer Eiseneinlage gleich 1,6 v. H. des Querschnittes eine Dehnung bis 1,38 mm, was als eine Bestätigung der *Considère*schen Ergebnisse anzusehen ist.

Bach tritt diesen und anderen gleichartigen Ergebnissen entgegen und ist der Meinung, die ersten Risse seien nicht rechtzeitig entdeckt worden. Zur Bekräftigung seiner Ansicht, zieht er die Dehnungskurven aus seinen Versuchen und aus denjenigen *Schüle*s heran und sagt hierbei, daß nicht nur die Wasserflecke, sondern auch die ersten Risse immer in das Gebiet der stärksten Krümmung der Dehnungskurven fallen (s. Fig. 6 u. 7). Seine Dehnungskurve für Balken *16* (Fig. 6), zeigt einen ziemlich regelmäßigen Verlauf; zuerst weicht sie nicht viel von einer Geraden ab, dann macht sie eine scharfe Krümmung



$P_1 = 3500$ kg = erster Wasserfleck.
$P_2 = 5250$ kg = erste Risse an den Balkenkanten.
$P_3 = 7500$ kg = erste Risse unterhalb des Eisens.

Fig. 6. Dehnungsdiagramm für Balken 16. (Bachsche Versuche).

und geht wieder in eine Gerade über. Nun fällt der erste von *Bach* hervorgehobene Kantenriß bei $P = 5250$ kg, das ist schon beinahe in die zweite Gerade hinein. Wäre aber die Armierung über die ganze Breite verteilt gewesen, so wäre der erste Riß wohl erst später aufgetreten und der Charakter der Kurve wäre in diesem Falle wohl kaum ein anderer geworden. Das Auftreten der Risse käme dann tief in den zweiten geraden Teil der Kurve zu liegen, was so viel besagen würde, *daß in der Considèreschen Hypothese doch etwas Wahrheit steckt,* welche besagt:

> Bis zu einem gewissen Punkte, dem Anfang der Krümmung, die Stelle, welche den Bruch des nichtarmierten Betons anzeigt, ist die Beanspruchung des armierten Betons nicht viel größer als diejenige des nichtarmierten Betons beim Bruch. Die beiden Materialien, Beton und Eisen, verhalten sich so, als ob sie unabhängig voneinander wären, und teilen sich in die aufgebrachte Last proportional ihren Dehnungskoeffizienten. Von da an nehmen die Verlängerungen des Betons *rasch* zu, während seine Beanspruchung nur langsam wächst im Gegensatze zu dem rasch zunehmenden Dehnungskoeffizienten.

Das Gleiche folgert *Schüle* aus seinen Versuchen, welche mit außerordentlicher Genauigkeit durchgeführt wurden. (Da Verfasser dieser Zeilen selbst an den Versuchen teilweise mitgearbeitet hat, kann er nur auf das Bestimmteste erklären, daß ein Uebersehen von Rissen bei der Art der Durchführung der Versuche in Zürich in dem Maße, wie *Bach* annimmt, ausgeschlossen ist.) Die Dehnungskurven aus den *Schüle*schen Versuchen verlaufen allerdings weniger regelmäßig, aber der Verlauf ist ähnlich

[*] Forscherarbeiten. Heft 6, „Beton und Eisen" 1906.

[**] Mitteilungen der schweizerischen Materialprüfungsanstalt, Heft X: Resultate der Untersuchungen von armiertem Beton auf reine Zugfestigkeit und auf Biegung unter Berücksichtigung der Vorgänge beim Entlasten.

(s. Fig. 7). Nach dem vorher Gesagten bei der *Bach*schen Dehnungskurve muß die plötzliche Krümmung der Kurve noch nicht notwendigerweise eine Folge des Auftretens der ersten Risse sein und es liegt kein Grund vor anzunehmen, daß die Risse früher entstanden sind, als von *Schüle* beobachtet wurde.

Aus den Messungsergebnissen von *Bach* folgt, daß

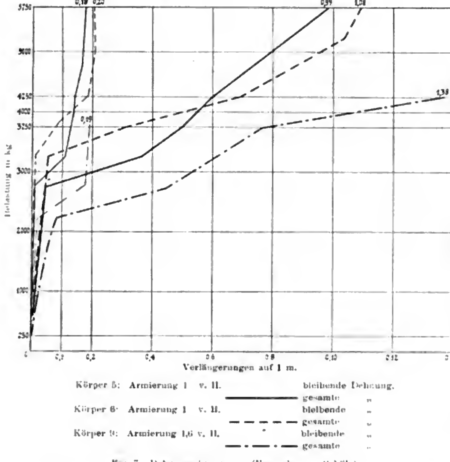


Fig. 7. Dehnungsdiagramme (Versuche von Schüle).

die Dehnungskurven wahrscheinlich nach Erreichung der Dehnung, bei der die nichtarmierten Balken brechen würden, eine starke Krümmung machen. In der Nähe dieser Stelle, d. h. bei der gleichen Dehnung, sollten auch beim armierten Betonbalken die ersten Risse entstehen, wenn nicht in dem Verhalten des Betons durch die Armierung eine Aenderung eintreten würde. Tatsächlich treten die ersten Risse bei armierten Betonbalken nicht immer in der Nähe der ersten Krümmung der Kurve auf, und aus dieser Tatsache wurde der Schluß abgeleitet, daß der armierte Beton eine größere Dehnungsfähigkeit besitzt wie der nichtarmierte Beton. Doch diese größere Dehnungsfähigkeit besteht nur *scheinbar*. Durch die Armierung wird jeweilig die sonst zum Bruche führende schwächste Stelle entlastet, andere Stellen werden herangezogen, und je nach der Güte des Betons, der Verteilung der Armierung und der Art der Lagerung (trocken oder naß) ändert sich diese Stelle in der Dehnungskurve. Sie wird in der Nähe der ersten Krümmung liegen, wenn die Probekörper naß gelagert haben und das Verhältnis der Querschnittsfläche des Eisens zum nutzbaren Betonquerschnitt klein ist. Sie wird sich von der ersten Krümmung der Kurve entfernen, wenn dieses Verhältnis größer wird, und wenn die Probekörper trocken gelagert haben. *Die Dehnungsfähigkeit des Betons an sich wird durch die Armatur nicht geändert, geändert wird nur die Dehnungsverteilung über die Länge des Balkens.*

Daß die Hypothese *Considères* nicht allgemein gültig sein kann, zeigen die Versuche *Turneaures*, *Kleinlogels* und *Bachs*. Damit ist aber noch nicht bewiesen, daß die Versuche *Considères* und *Schüles* unrichtige Resultate geliefert haben. Aus dem Gesagten folgt: Sowohl die Versuchsergebnisse *Considères* und *Schüles* einerseits, *Turneaures*, *Kleinlogels* und *Bachs* andererseits können richtig sein, ohne daß es gestattet wäre, daraus einen allgemein gültigen Schluß zu ziehen, wie es bisher geschehen ist.

Sollen allgemein gültige Schlüsse gezogen werden, so ist es unbedingt notwendig, daß noch weitere Versuche durchgeführt werden, welche alle Erfahrungen berücksichtigen, die man bisher mit Bezug auf die Art der Armierung und deren Verteilung im Beton gesammelt hat. (Schluß folgt.)

Hammerwerke mit Kraftantrieb.

Von Professor **Pregél**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 326 d. Bd.)

Berners Luftdruckhammer.

Von der *Werkzeugmaschinenfabrik Berner & Co.* in Nürnberg wird der in Fig. 51—54 vorgeführte Luftdruckhammer gebaut, welcher entweder durch Riemen oder wie abgebildet, mittels Elektromotor betätigt wird. Hierzu dient das als Schwungrad ausgeführte Zahnrad b (Fig. 53), welches auf der Kurbelwelle a sitzt, an deren anderem freien Ende die Bremsscheibe c vorgesehen ist. Mit der Kurbelstange d (Fig. 51) wird der Hebel f geschwungen, der in der Zapfenhülse g in der Art gestützt wird, daß sein Zapfenstiel sich in g verschiehen kann. Das zweiteilige Gabelende des Schwinghebels f faßt mit seinen Augen die Zapfen h (s. a. Fig. 52) der hohlen Kolbenstange, die zum Kolben i gehört. Letzterer wirkt als beweglicher Zylinderboden und Luftpumpe.

Ueber ihm bewegt sich der eigentliche Hammerkolben k, der den in Gestellbahnen geführten Hammerbär l trägt. Am Zylinder m ist ferner das Schiebergehäuse n angeschraubt, in welchem der Schieber p zur Regelung des Hammerbetriebes mittels Stellhebel- und Fußtrittgestänge (s. Fig. 51) verstellt wird, wobei reine Außenluft durch den Rohrstutzen o zugeführt wird. Vier im Zylinder eingegossene, in entsprechenden Höhenabständen angeordnete Kanäle, werden durch den Schieber p in Beziehung zu Ventilen gebracht, durch welche die Menge der durch die beiden Arbeitskolben im Zylinder m abgefangenen Luft verändert werden kann.

Bei der in Fig. 52 und 54 gezeigten tiefsten Schieberstellung steht der obere Winkelkanal l l mit dem Druckventil q (Fig. 54) derart in Beziehung, daß der hochfliegende Hammerkolben k die Luft aus dem oberen Zylinder-

raum durch das Ventil *q* ins Freie treibt. Beim Niedergehen des Kolbens *k* kann frische Luft nicht wieder zutreten, weil das Ventil *q* die Verbindung mit dem oberen Zylinderraum nun abschließt. Es entsteht daher beim Niedergang von *k* Luftverdünnung, durch die der Hammerkolben in gegebener Höhe in der Schwebe erhalten wird. Der untere Kolben *i* bewegt sich trotzdem regelmäßig auf und ab, sofern die Luft im mittleren Zylinderraum, zwischen beiden

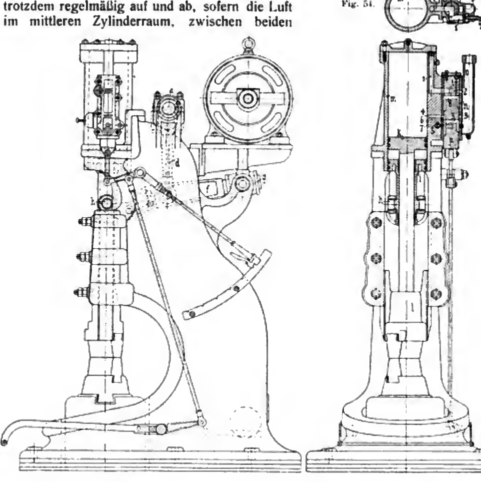


Fig. 54.

Fig. 51.

Fig. 52.

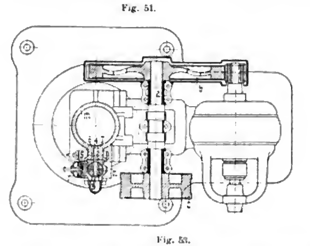


Fig. 53.

Kolben *i* und *k* ungehindert aus- und eintreten kann.

In der unteren Stellung des Schiebers *p* sind aber beide aus *o* führenden Zugangswege *2* und *3* durch *p* geschlossen, so daß ein Luftwechsel auch nach dem mittleren Zylinderraum verhindert bleibt.

In diesen Raum münden drei Kanäle, und zwar mittelrichtig der obere Kanal *4*, welcher mit dem U-förmigen Ausschnitt *5* (Fig. 52 und 53) des Schiebers *p* übereinstimmt, ferner der mittelhoch, und seitlich nach vorne angebrachte Winkelkanal *6*, welcher mit dem Druckventil *r* (Fig. 53) in Verbindung steht und endlich der untere seitlich nach hinten abgebogene Kanal *7*, der durch den Hahn *s* abgedrosselt bezw. ganz abgeschlossen werden kann.

Außerdem ist im Schieber *p* ein oberer U-förmiger Ausschnitt 8 vorgesehen, welcher mit dem Winkelkanal *1 1* in Beziehung gebracht wird.

Beide U-förmige Kanäle *5* und *8* besitzen dreieckförmige, spitz zulaufende Kanalzweige, welche mit den geraden Kanälen *2* und *3* eine gut regelbare Luftzuführung ermöglichen. Ein kleines unter dem Anschlagdeckel des Schiebers *p* vorhandenes Saugventil *t* besorgt eine leichte Luftzuführung in den Schieber, um bei schwebendem Hammerkolben *k* eine Luftverdünnung im Schieberkanal *8* zu verhindern.

Wird nun der Schieber *p* in die Mittellage eingestellt, so daß *2* mit *1* durch *8* und *3* mit *4* durch *5* in Verbindung gebracht ist, so fällt der Hammerkolben *k*, weil Luftverdünnung im oberen Zylinderraum nicht mehr vorhanden ist, und weil ferner die Luft unter dem fallenden Kolben *k* durch *4*, *5*, *3* ins Freie gelangen kann. Unter allen Umständen bleibt in der tiefsten Lage des Hammerbärs noch ein entsprechend hoher lufterfüllter Raum zwischen den beiden Kolben *i* und *k* zurück. Beginnt nun der untere Kolben *i* seinen Aufstieg, so wird diese Zwischenluft nach entsprechender Verdichtung den Hammerkolben *k* hochführen und ihn dann noch durch Expansion hochschnellen. Der Kolben *k* steigt hierbei vermöge der ihm innewohnenden lebendigen Kraft so hoch, bis die Mündung des Kanals *1* überschritten und nun Verdichtung der Luft zwischen dem Kolben und dem oberen Zylinderdeckel eintritt. Die Luft wirkt dann als Puffer und beschleunigt den Niedergang des Hammerkolbens *k*.

In seiner höchsten Hubstellung erreicht der Triebkolben *i* den Kanal *4* und überdeckt dabei die Kanäle *6* und *7*, welche im Niedergange von *i* wieder frei werden und dann ihren Zwecken dienen.

Wird der Schieber *p* in höhere Lagen gebracht, so treten die dreieckförmigen Winkelausschnitte der Kanäle *5* und *8* in Geltung. Sie verengen die Durchgangsquerschnitte der Luftkanäle, so daß dadurch die Schlagstärke des Hammers abgemindert wird.

Beide Kolben sind aus Stahl gefertigt, sämtliche Gleitstücke mit Rotguß ausgekleidet. Der dargestellte Hammer besitzt 250 mm Zylinderdurchm., 150 mm Kurbelhub und 270 mm Kolbenhub durch den Schwinghebel. Der untere Kolben *i* erhält eine angedrehte Hohlstange von 120 zu 95 mm Durchm. und Hebelzapfen von 60 mm Stärke.

Bei abgestelltem Handhebel kann der Schieber *p* mit dem Fußtrittgestänge gesteuert werden.

P. Pilkingtons Preßlufthammer.

Auf der Schiffswerft von *W. Beardmore & Co.* in Dalmuir ist eine größere Anzahl Schmiedehämmer verschiedener Größe aufgestellt, die mit Preßluft von 2 at und 6 at je nach der erforderlichen Schlagkraft betätigt werden.

Diese von *P. Pilkington* bei Preston, England, gebauten Preßlufthämmer stellen einen ganz neuen Typ vor.

Das in Fig. 55 nach Engineering 1907, I, S. 176 dargestellte Hammerwerk besitzt zwei Zylinder, von denen der große *a* über dem kleineren *b* angeordnet ist. Der untere Zylinder *b* ist in der Längsachse geteilt, und beide Teile sind mittels Längsflanschen durch Schrauben ver-

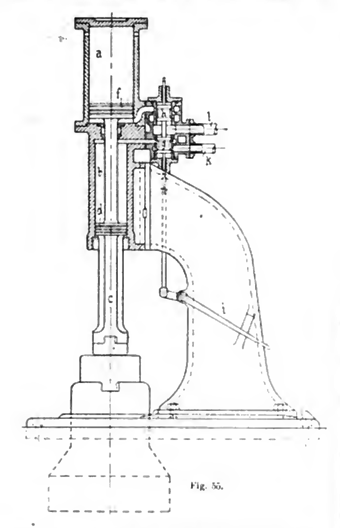


Fig. 55.

bunden. Diese Teilung ist zu dem Zwecke durchgeführt, um die Hammerstange *c* mit den beiden Kolben *d* und *f* aus einem Stück herstellen, beziehungsweise dieses Stück in den unteren Zylinder *b* einführen zu können. Ist dies geschehen, so kann der große Zylinder *a* über den Kolben *f* geführt werden. Direkte Preßluft von niederer Spannung wirkt nur unter dem großen Kolben *f*, Preßluft von hoher Spannung nur über den kleinen Kolben *d*.

Zur Steuerung sind zwei auf gemeinschaftlicher Stange angeordnete Kolbenschieber *g* und *h* vorgesehen, welche durch den Handhebel *i* betätigt werden.

Der für den Zylinder *b* bestimmte Kolbenschieber *g* erhält die starke Preßluft durch die Zuleitung *k* und sendet die abgehende Luft zum Teil in den Zylinder *a* unter den Kolben *f*, den Restteil durch die Rohrleitung *l* nach dem Niederdruckbehälter zurück.

Soll nur leicht, also mit Freifall, geschmiedet werden, so wird die Hochdruckleitung *k* abgestellt und nur durch Preßluft von der Niederdruckleitung *l* aus, mit dem großen Kolben *f* gearbeitet, wobei die abgehende Luft ins Freie tritt. Bei schwerer Schmiedearbeit wird mit hochgespannter Preßluft aus *k* durch *g* auf den Kolben *d* gearbeitet, so daß nebst dem Freifallgewicht des Kolbengestänges auch noch beschleunigende Oberwirkung, wie beim doppeltwirkenden Dampfhammer möglich wird. Die Vorzüge und wirtschaftlichen Vorteile dieses doppeltwirkenden Preßlufthammers gegenüber einem gleich starken Dampfhammer sind so überzeugend einleuchtend, daß ein weiterer Hinweis überflüssig erscheint.

*Schuberth*s *Kolbenschieber für Druckluft-Schmiedehämmer.*

Von der Firma *Schmidt* & *Wagner*, Berlin werden nach *Schuberth*s D. R. P. 147207 Kolbenschieber bezw. auch Flachschieber für Dampf- und Drucklufthämmer hergestellt, welche als Ersatz vorhandener Steuerungsorgane auch in bestehende Schmiedehämmer eingebaut werden.

Mit diesem neuen Schieber soll der Verbrauch an Preßluft für gleiche Hammerleistung wesentlich herabgesetzt werden, was durch Verhinderung der sonst starken Kompression der unter dem Hammerkolben abgefangenen Druckluft erreicht werden soll.

Ferner wird angegeben, daß mit diesem Schieber ein übermäßig rasches Hochschnellen des Hammerkolbens vermieden, überhaupt das Hammerwerk leichter und deshalb zweckentsprechender gesteuert werden kann.

Der *Schuberth*sche Schieber besitzt hierzu an der Einströmkante für den unteren Zylinderraum zungenförmige Ansätze *a* (Fig. 56b u. 56d), die bei innerer Abströmung durch den Kanal *b* (Fig. 56a) außen, bei innerer Ein-

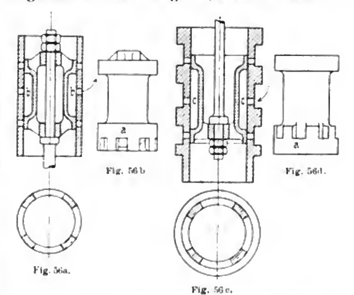


Fig. 56a. Fig. 56b. Fig. 56c. Fig. 56d.

strömung durch den Kanal *c* (Fig. 56c) naturgemäß an der Innenkante des Schiebers (Fig. 56d) angeordnet sind.

In Fig. 56a ist ein alter Kolbenschieber für Außenkantabschluß, in Fig. 56c ein solcher für Innenkantabschluß vorgeführt, für welche die in Fig. 56b u. 56d gezeigten Kolbenschieber als Ersatz dienen sollen. Wie aus der Skizze zu ersehen ist, wird diese Einrichtung nur für die Einströmung des Kraftmittels unter dem Kolben vorgesehen, während die Verteilung oberhalb des Kolbens die ursprüngliche bleibt.

Da aber Ausströmung und Kompression nur von der inneren Schieberkante (Fig. 56b) bezw. äußeren Kante (Fig. 56d) beeinflußt werden, diese Schieberkanten aber unverändert bleiben, so ist die angegebene günstigere Hammerwirkung in der Hauptsache nur der geringeren Menge der zum Heben des Hammerkolbens zugeführten Preßluft zuzuschreiben.

*Béché*s *Fallhammeraufzug.*

Die Firma *Béché* & *Grohs* in Hückeswagen bauen den in Fig. 57a und 57b dargestellten Fallhammer, dessen Aufzugsvorrichtung wesentliche Vorzüge gegenüber älteren Ausführungen besitzt.

Dieser Aufzug besteht aus dem Zylinder *a* (Fig. 57a) mit Kolben *b*, an dessen untere Kolbenstange der Pufferkolben *c* sitzt, welcher im Deckelrohr *d* sich bewegt. Die obere Stange trägt die Seilrolle *f*. Sie ist durch eine Führung gesichert und wirkt im Aufwärtsgang nach Art eines umgekehrten Rollenzuges, indem das gespannte

Seil g die Trommelscheibe h, ihre Welle und damit den Hebel i dreht, an den das Bärseil k angeschlossen ist, das über die lose Rolle k_1 führt. Das feste Ende des Seiles g ist behufs Regelung der Seillänge an die Scheibe l angelenkt, die einen Lochkreis besitzt und dadurch eine Drehverstellung mittels Einsteckstiftes ermöglicht. Um ferner Anschlagen des aufsteigenden Kolbens b an den

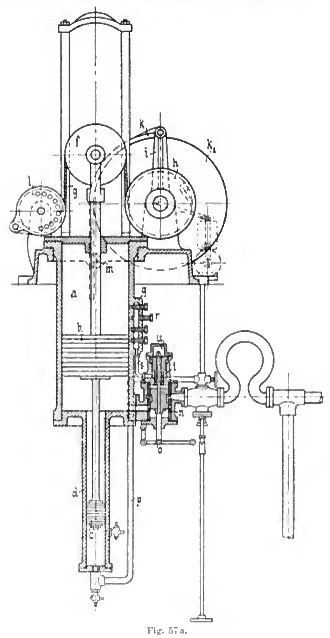


Fig. 57 a.

oberen Zylinderdeckel zu vermeiden, tritt Pufferwirkung ein, sobald der Kolben die Oeffnung m überschreitet.

Die Steuerung besteht aus dem Kolbenschieber n, der in seiner Tieflage die Einströmung des Druckmittels (Preßluft oder Dampf) unter dem Kolben b vermittelt und so den Aufhub des Fallbärs besorgt. Wird der Kolbenschieber n durch den Steuerhebel o ganz hochgestellt, so strömt das Druckmittel ab, der Bär fällt und nimmt durch das Treibseil g die Seilrolle f mit, so daß der Kolben b durch sein Eigengewicht und durch einen Teil der erwähnten Triebkraft niedergestoßen wird.

Um sein Anschlagen an den unteren Deckel zu vermeiden, dient der bereits erwähnte Pufferkolben c, unter welchem beständig das durch das Rohr p zugeleitete Druckmittel wirkt. Um Druckmittel zu sparen, ist Expansion durch die folgende sinnreiche Einrichtung ermöglicht. In der am Zylinder angegossenen Tasche q ist eine mit Ventilschrauben r verschließbare Lochreihe vorgesehen. Je nach dem gewünschten Füllungsgrade 50—80 v. H. wird eines dieser Löcher frei gemacht und damit eine Verbindung des unteren Zylinderraumes durch die Tasche q

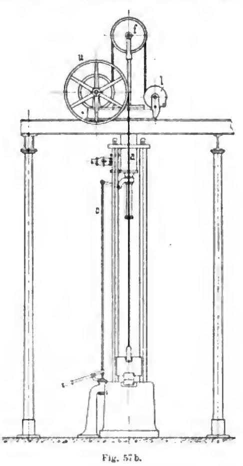


Fig. 57 b.

und eines kleinen Rohres s mit dem oberen Kolbenschieber t erreicht, welcher mit seiner oberen Randleiste in einem durch den Deckel u begrenzten Hube spielt.

Ueberschreitet der Hauptkolben b die freigelegte Oeffnung, so tritt das Druckmittel durch q und s unter den Schieber t, hebt ihn und damit auch den durch die Schieberstange angeschlossenen Steuerkolben n. Dieser Hub reicht hin, damit der Steuerkolben in seiner Mittellage den Abschluß herbeiführt.

In Fig. 57b ist eine ganze Anlage angedeutet, bei der in jedem Gerüstfelde ein Hammerwerk angeordnet ist. Bei diesem Aufzuge geht das Bärseil nicht über eine lose Rolle wie in Fig. 57a, sondern es wird unmittelbar an die Seilscheibe u angebracht. Auch ist bei diesem Aufzugwerk die Führung der Triebwelle f als entbehrlich weggelassen.

(Fortsetzung folgt.)

Neuerungen in der Papierfabrikation.

Von Professor **Alfred Haussner**, Brünn.

(Fortsetzung von S. 332 d. Bd.)

Eine große Zahl von Neuerungen will die Stoffmassen durch besondere Einrichtungen gegen ein Rundsieb werfen: *Schleudersortierer*. Eine der einfachsten Formen von *Schiller* (D. R. P. 127 036) zeigen Fig. 10 u. 11. Der Sieb-

zylinder f ist an dem Boden des Gehäuses g befestigt und oben offen. In ihn gelangt durch die Füllöffnung o, beziehungsweise deren siebartigen Boden h der rohe Stoff und fällt auf Teller i, die durch Bolzen k untereinander verbunden sind und durch die stehende Welle j sehr schnell gedreht werden. Durch die gegen abwärts fortwährend

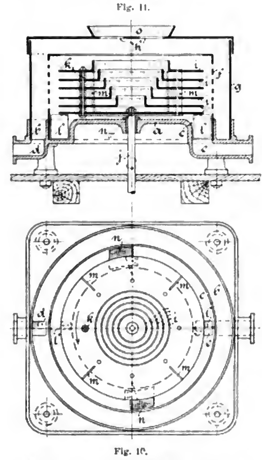


Fig. 11.

Fig. 10.

Fig. 10 und 11. Schleudersortierer von Schiller.

kleiner werdenden zentralen Oeffnungen der Schleuderscheiben i ist die Möglichkeit geboten, den Stoff auf sämtliche Scheiben in flachen Schichten zu verteilen und so gegen die innere Siebmantelfläche zu schleudern. Der feine Stoff gelangt nach außen in den Ringkanal b und den Abfluß d, während die groben Teile an der lotrechten Siebmantelfläche nach abwärts in den inneren Ringkanal c kommen und von da unter Mitwirkung der aufrechtstehenden, an der rotierenden Grundplatte befestigten Räumerplatten l durch e abgeleitet werden. Außerdem sind aber in dem Ringkanal c zwei schiefgestellte Platten n tätig, von welchen erwartet wird, daß sie den Stoff nochmals gegen aufwärts werfen, so daß er vor dem Auslauf einer nochmaligen Sichtung zugeführt wird. Doch mag der Ansicht Raum gegeben werden, daß diese Platten n ganz gut als Rührer wirken, aber den in der Patentschrift erwähnten Zweck kaum erfüllen werden mit Rücksicht auf ihre Anordnung in dem zylindrischen Ringkanal c. Gut führend und verteilend, aber auch nicht anders, versprechen die radialen Wände m zu arbeiten, welche die einzelnen Schleuderteller miteinander verbinden und dadurch auch die ganze Schleudervorrichtung wesentlich verfestigen. Man hat sich eben vor Augen zu halten, daß vor allem die radiale Geschwindigkeitskomponente für das Durchtreten des Stoffes durch das Sieb maßgebend ist, jene Komponente aber hier der ganzen Anordnung gemäß fast nur von der Fliehkraft beeinflußt wird, so daß also hierfür die weit auseinander stehenden Leitflächen m fast wirkungslos sind.[3]) Sie erzwingen nur für geringe Stoffmengen die genaue radiale relative Austrittsgeschwindigkeit, wodurch, wie an der vermerkten Stelle bereits nachgewiesen worden ist, unter sonst gleichen Umständen auch die größtmögliche radiale Komponente der absoluten Austrittsgeschwindigkeit, hier also jener erzielt wird, mit welcher die Stoffteilchen durch das lotrechte Sieb gehen, während die tangentielle Geschwindigkeitskomponente die Stoffteilchen nur an dem Siebmantel hinführt.

Ernst Hoffmann gibt solche radiale Führungsflächen, allerdings auch nur kurz und in der bescheidenen Zahl vier, über den Rand der Verteilungs- und Schleuderteller hinausragend, bis ziemlich nahe an das stehende Rundsieb heran, wodurch die Wirkung, wenn auch nach Ansicht des Berichterstatters noch recht bescheiden, doch gegenüber der vorbeschriebenen Anordnung verbessert wird. *Franz Schneider* hingegen bemüht sich, den Tellersortierer dadurch zu verbessern, daß er erstens (D. R. P. 164 190) die unterste der Scheiben und damit den ganzen Tellerkörper behufs dauernd richtigen Drehens, Verhinderung der Achsenverbiegung und dergl. auf einem im Durchmesser ziemlich großen Ring mit Kugeln laufen läßt, und zweitens die Ränder der Einlauföffnungen kegelig begrenzt (D. R. P. 164 191), damit nicht gröbere Bestandteile stecken bleiben, wie es bei zylindrischen Rändern leicht der Fall ist. Der Tellersortierer von *Dörfel* in Chemnitz ist, um tatsächlich nur groben Stoff (D. R. P. 147 588) abzuleiten,[4]) so gebaut (Fig. 12), daß der aus a zufließende Stoff zunächst vom höchst liegenden Teller e gegen den Siebteil f

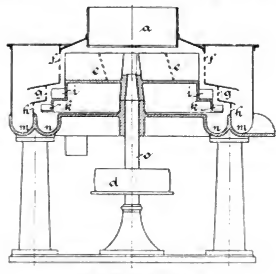


Fig. 12. Sortierer von Dörfel.

geschleudert wird. Jene Menge, welche das Sieb zurückhält, fällt auf den tieferen Absatz i und wird von diesem gegen das Sieb g geschleudert, so daß neuerlich gesichtet wird. Der grobe, zurückgehaltene Stoff gelangt auf die weitere Treppe k, von wo die endgültige Sichtung durch Ausschleudern gegen das Sieb h stattfindet und nun erst derjenige Stoffteil, welcher auch hier als nicht genügend fein zurückgehalten wird, durch die Rinne n gesammelt und abgeleitet wird, während der durch die drei erwähnten Sortierungen gewonnene feine Stoff von der Rinne m gegen den Abfluß geführt wird. Dabei ist die Treppenschleuder ein kräftiger Gußkörper, welcher von der stehenden Welle o durch die Riemscheibe d gedreht wird.

Gegenüber der Schleudertelleranordnung lehnen sich andere Erfinder an die Schleuderpumpen an. Eine in vieler Beziehung schön gedachte Einrichtung von *Eubisch* (D. R. P.

[3]) Vergl. z. B. D. p. J. Bd. **268**, S. 485.

[4]) Aus demselben Grunde zwingt bei ihrem Sortieren die *mechanische Werkstatt in Wiborg* nach D. R. P. 162 431 den groben Stoff länger hinter dem Sieb zu bleiben dadurch, daß er nur durch schmale Schlitze abfließen kann.

128 146) zeigen Fig. 13 u. 14. Der rohe Stoff kommt durch den oberen kegeligen Gehäuseteil S in den ebenfalls kegeligen Gußkörper c, dessen Boden als Splitterfangsieb d ausgebildet ist. Mit den Armen c_1 und der Nabe c_2 ruht

Fig. 13.

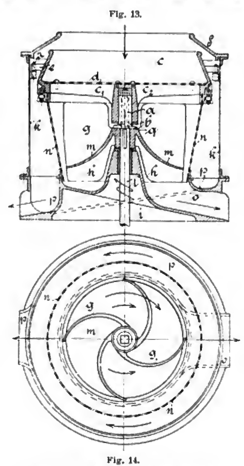


Fig. 14.

Fig. 13 und 14. Sortierung von Kubisch.

der Gußkörper c lose auf dem Ende a der rasch gedrehten, stehenden Welle l. Unterhalb d schließt sich an c das etwas kegelige, eigentliche Sortiersieb n an, durch welches der Stoff von den an dem Gußkörper m angebrachten, gekrümmten Flügeln g geschleudert werden soll, während die Flügel h nur zu rühren haben. Ob dies nicht mehr oder weniger auch die vollständig im Stoff watenden Flügel g tun, kann ohne unmittelbare Versuche nicht sicher beurteilt, aber doch vermutet werden. Eine regelmäßige Flüssigkeitszuführung, wie bei Schleuderpumpen, kann hier deshalb wohl nicht eintreten, weil der Stoff, wie Fig. 13 auf den ersten Blick zeigt, nach der ganzen radialen Ausdehnung der Flügel g lotrecht eintritt, also auch die Einwirkung der Fliehkraft sehr verschiedenartig stattfindet. Gewiß wird schon dadurch, daß die Stoffmasse von den Flügeln g in kreisende Bewegung versetzt wird, zentrifugales Abdrängen der Stoffteile stattfinden. Auf besondere Regel- und Gesetzmässigkeit, wie bei gut ausgeführten Schleuderpumpen, darf man aber nicht zählen trotz der starken Flügelkrümmung, durch welche offenbar aus der relativen Stoffgeschwindigkeit längs der Schaufeln g und der absoluten Umfangsgeschwindigkeit eine tunlichst radiale absolute Stoffgeschwindigkeit, also auch ein tunlichst radiales Schleudern des Stoffes gegen das Sieb n, ein gewiß guter Grundgedanke beabsichtigt scheint.

Nach dem Geschilderten ist aber jedenfalls zu erwarten, daß die groben Teile in dem Innern von n abwärts sinken und durch o abfließen, während der feine Stoff durch n gegen die Gehäusewand k, bezw. den Kanal p gelangt und in diesem abgeleitet wird.

Die Sichtung wird durch eine eigentümliche Rüttelung zu fördern versucht. Auf der Welle l sitzt die Scheibe q als Teil der auf ein Vierkant gesteckten und durch Schrauben festgelegten Büchse a. Scheibe q hat eine schraubenartig ansteigende Fläche mit unmittelbar anschließendem plötzlichen Abfall angearbeitet. Hiermit wird eine Nase der Scheibe b am Siebkörper c bald gehoben, bald plötzlich niedergelassen und damit auch der ganze Körper c, welcher durch Führungen bei e, r gegen die drehende Mitnahme gesichert ist, sowie das Sieb n achsial geschüttelt. Hierdurch werden insbesondere solche Teilchen, welche sonst an der Siebfläche haften bleiben würden, doch losgelöst. Uebrigens tropfen nach Angabe des Erfinders die Stoffteile von der kegeligen Außenseite leichter ab als von einer lotrecht stehenden Siebfläche.

Tamaschke (D. R. P. 143 647) wendet zum Anschleudern des rohen Stoffes gegen das ebenfalls um eine wagrechte Achse langsam drehbare Rundsieb tatsächlich eine Art Schleuderpumpe mit verhältnismäßig engen achsialem Zu- und kegelig erweitertem Auslauf an. Das Sieb wird aber nur auf einen kleinen Teil seiner Länge zum Sichten benutzt und in der Nähe des oberen Scheitels ununterbrochen abgespritzt und dadurch gereinigt. Der grobe Stoff entfernt sich durch die weitere der beiden Stirnwände der Siebtrommel, während der feine Stoff durch das Sieb unten in die Ablaufrinne fließt. Manche Aehnlichkeit mit diesem System zeigt jenes von *Moore* (amerikanisches Patent 778 692). Hier reichen die Schleuderflügel allerdings fast über die ganze Sieblänge.

Die Schleudersortierung von *Christof Leffler* (D.R.P. 144 408) greift vollständig auf die bereits wieder erwähnte *Hempel*sche Stoffschleuder zurück. An den zylindrischen, durch die stehende Welle c von unten angetriebenen Hohlkörper v (Fig. 15, 16), dem Rohstoff durch Rohr l zugeleitet wird, schließen geradlinig radial, oder gekrümmt verlaufende Rohre r. Diese schleudern durch ihre nach der wagerechten Richtung zusammengedrückten, also nach der Höhe verlängerten Schnauzen den Stoff gegen das ganz nahe stehende Rundsieb s. Das Grobe bleibt innen und fließt gegen a, das genügend Verfeinerte dringt durch das Sieb s und rinnt durch b zur weiteren Verwendung ab.

Fig. 16.

Fig. 15.

Fig. 15 und 16. Sortierung von Leffler.

Als Vorteil wird gerühmt daß durch die eigentümliche Endform der Schleuderrohre r fast die ganze Siebhöhe bestrichen ist[5]), und daß das Sieb von einem in der Richtung des Siebumfanges dünnen Strahl getroffen wird, was für das Sichten günstig sein soll.

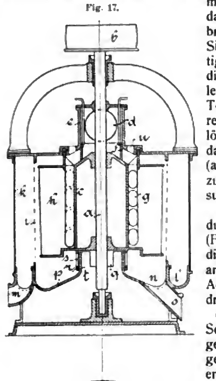
Grade diese Behauptung läßt Zweifel aufkommen. Wohl ist, wie bei der *Hempel*schen Stoffschleuder dargetan wurde, die größte radiale, also hier für das Sichten unmittelbar wirksame Geschwindigkeitskomponente erreicht, wenn die Schleuderrohre nach dem Halbmesser gerichtet sind. Die hohe Geschwindigkeit des Rohrendes wirkt aber nach tangentieller Richtung das Sieb spülend und ist daher mehr oder weniger nachteilig für das Sichten. Daß

[5]) Aus diesem Grunde krümmt z. B. *Toelle* nach D. R. P. 153 109 ursprünglich wagerechte Schleuderschaufeln aufwärts.

dieser Uebelstand durch die gekrümmten Rohre *r* zu verbessern ist, trifft zu, aber zugleich wird die radiale, für das Sichten unmittelbar wirksame Komponente der Geschwindigkeit des Stoffes kleiner. Stehende Zylindersiebe und Schleuderflügel an einer stehenden Welle (ähnlich wie bei Fig. 13) verwendet *Baker* (amerikan. Patent 735444). Zur Reinigung des Siebes ist ein durch Hebel auf und ab bewegter Bürstenring vorgesehen.

Bei den Anordnungen nach Fig. 17 u. 18 von *Quiller & Stub* (D. R. P. 152496 und 157243) wird versucht, einerseits die Stoffmasse nach der ganzen Flügelhöhe gleichmäßig zu verteilen und danach unter tunlichst gleichmäßige Bedingungen für das Ausschleudern zu bringen, andererseits das Sichten dadurch günstiger zu gestalten, daß die an dem Siebe sonst leicht haften bleibenden Teile durch intermittierende Luftströme losgelöst werden, ein Gedanke, den auch *Baker* (amerik. Patent 693215) zu verwirklichen versucht.

Fig. 17.



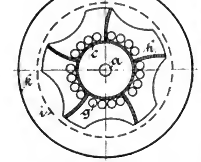


Fig. 18.

Fig. 17 und 18. Sortierung von Quiller & Stub.

Der Rohstoff wird durch den Stutzen *d* (Fig. 17) in den durch die von der Riemscheibe *b* angetriebene, lotrechte Achse *a* zentral durchdrungenen Stoffkasten *e* eingeleitet, aus dem Schützen *f* den Ablauf gegen die Sichtung regeln können. Zahlreiche, entsprechend gekrümmte Rohre *g* führen den Stoff in verschiedenen Höhen gegen die am Zylinder *c* beginnenden Schleuderflügel *h*, welche ihn dann in der Höhenrichtung ziemlich gleichmäßig verteilt gegen das Zylindersieb *i* schleudern. Letzteres läßt den feinen Stoff gegen den zylindrischen Außenmantel *k* durch, so daß er sich in dem Ringkanal *l* sammelt und durch den Stutzen *m* abfließen kann. Die gröberen Teile werden zurückgehalten, gelangen in den Ringkanal *n* und entfernen sich durch den Stutzen *o*.

Die schon erwähnten Luftströme werden wie folgt veranlaßt. Am unteren Teile *p* des Gehäuses ist die lotrechte Wand *t* angebracht, welche Ausschnitte *q* besitzt, an denen bei der Drehung des Flügelrades *h*, dessen lotrecht gegen abwärts gerichteten Fortsätze *r* mit Schlitzen *s* vorübereilen. Da die Flügel *h* Luft einzusaugen versuchen, so tritt Luft durch die Schlitze *q* in das Gehäuse, aber intermittierend, weil die Oeffnungen *q* und *s* nur zeitweise den Eintritt für die Luft frei geben. Dieser pulsierende Luftstrom hält die Oeffnungen am Sieb *i* besser offen und trocknet auch die im Innern hängen gebliebenen gröberen Teile.

Gleichmäßige Verteilung, richtigere Arbeit (nach der weiter oben gegebenen Begründung) erstrebt auch *Karhula Osakeyhtiö* in Karhula bei seinem Schleudersichter (D.R.P. 157244) mit lotrechter Achse, der nach der Antriebsart und den Grundbedingungen, welche erfüllt werden wollen, große Aehnlichkeit mit der *Golzern*schen Anordnnng besitzt. Der Rohstoff kommt (Fig. 19 und 20) durch den Krümmer und Verteilungskörper *a* gegen den Schleuderkörper *d e*, der auf der lotrechten, durch Kegelräder *b*, bezw. durch Riementrieb gedrehten Welle *c* sitzt. Dabei sind die Teile *e* als Taschen aufzufassen, welche schief nach abwärts führen, den Stoff unmittelbar aus *a* übernehmen und ihn durch die gegen außen der ganzen Höhe nach offenen Schlitze den Schleuderflügeln *d* preisgeben, welche den Stoff nun gegen das Sieb *f* werfen, das Grobe bleibt innen und sammelt sich in der Ringmulde *g*, während das Feine den Siebmantel *f* durchdringt und sich in der Rinne *i* für den Abfluß zusammenfindet.

Bei dem oben erwähnten neuen Zentrifugalsortierer der *Maschinenbau-Aktiengesellschaft Golzern-Grimma* ist, soweit nur die prinzipielle Anordnung in Frage kommt, sehr ähnlich, wie durch Fig. 19, 20 dargestellt, ein mehrflügeliger Schleuderkonus auf stehender Welle mit 500 bis 600 minutlichen Umdrehungen angewendet, welcher in

Fig. 20.

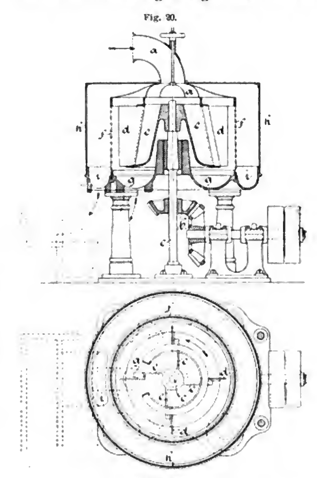


Fig. 19.

Fig. 19 und 20. Karhula Osakeyhtiö-Sortierer.

einem außen zylindrischen Gehäuse läuft und die Stoffteilung und gute Führung des rohen Stoffes veranlaßt. Bei 1 m Durchm. und 1200 mm Bauhöhe leistet ein solcher *Golzern*scher Apparat bis zu 3 t Stoff in 24 Stunden.

Im Anschlusse an die Sortierung sei einer Anlage gedacht, welche *William Norris Cornell* durch amerikan. Patent 756214 geschützt worden ist und bezweckt, die groben Teile aus der Sortierung, wie Splitter und dergl., gut auszunützen. Diese Stoffreste werden in Bütten mechanisch mit viel Wasser gerührt, durch Pumpen aufwärts gefördert und dann mehrmals zwischen geeignet geriffelten Walzen gequetscht, hierauf wieder in Bütten gesammelt und gerührt, dann etwa Raffineuren überliefert

u. s. f., bis alles genügend verfeinert und zu unmittelbar brauchbarem Stoff umgewandelt worden ist.

An die Verfeinerung und Sortierung schließt sich die *Entwässerung des Schliffs* sinngemäß an, weil auch bei dieser Siebe eine Hauptarbeit zu leisten haben. Damit sie diese dauernd ordentlich vorrichten, sollen die Siebe, welcher Art sie immer sein mögen, tunlichst rein gehalten werden, wofür meist Spritzwasser verwendet wird. Der Wasserverbrauch ist dabei recht beträchtlich. Um daran zu ersparen, will Dr. *Hans Leffler* (D. R. P. 149 842) die bedeutenden Wassermengen mit verwenden, welche den Schliff bei der Sortierung ohnehin begleiten müssen. Er läßt daher den zu entwässernden Stoff über Siebtreppen fallen, wobei die Siebmaschen durch den Stoß des auftreffenden Stoffs ohne weiteres offen gehalten werden sollen. Doch liegt die Befürchtung nahe, daß schon nach dem Auftreffen auf die erste der Siebtreppen kaum Wasser genug im Stoff enthalten sein wird, um ihn für dieses Verfahren weiterhin genügend flüssig zu erhalten.

Zu den üblichen Arten von *Holzschliff-Entwässerungsvorrichtungen*, welche sich auf die Papiermaschinen zurückführen lassen, sei erwähnt, daß *Howald Parker* (amerikan. Patent 762 437) bei einer Rundsiebmaschinenanordnung für die Formatwalze zum Ablösen des durch den Siebzylinder entwässerten Stoffes einen eigentümlichen Schaber anwendet, dessen Fortsetzung eine Siebplatte als Oberteil eines ganzen Kastens bildet, in welchen noch etwas Wasser aus dem abgeschabten Stoff einfließen soll, worauf es abzuleiten ist.

Parker hingegen schlägt einen Rundsiebapparat vor (amerikan. Patent 693 896), bei dem der Stoff nicht durch eine Formatwalze, sondern durch eine Schnauze abgenommen werden soll, aus deren Inneren mit Hilfe einer geeigneten Rohrleitung und eines in diese eingeschalteten Saugers der Stoff tatsächlich in Flockenform (mehr oder weniger) abgezogen wird. In diesem Zustande ist er nach *Parker*s Ansicht zur Einlagerung in Stoffkästen geeigneter, als die häufig übliche Pappe.

Um solchen *Schliff aufzubewahren*, ohne Pilzbildungen und damit Verderben des Stoffes befürchten zu müssen, macht *Steimmig* (D. R. P. 164 011) den Vorschlag, die Pappenrollen durch Einlegen in fließendes Wasser auszulaugen und hierdurch den Pilzen die Nährstoffe vorweg zu nehmen. Dabei kann dem auslaugenden Wasser ein Bleichmittel zugesetzt werden, so daß zugleich die allerdings, wie bekannt, schwierige Bleichung des Schliffs, etwa mit Sulfiten, angebahnt wird. Rückstände derselben dürften jedenfalls der Pilzbildung entgegenwirken.

Eichhorn geht unmittelbar darauf aus (französ. Patent 322 177), die einzelnen Lagen der sich auf einer Art Formatwalze aufwickelnden Pappschichten mit fäulniswidriger Flüssigkeit zu versetzen durch Auftragen mittels einer Walze, ähnlich wie man es etwa für Farbwalzen und dergl. bereits kennt.

Um *gedämpften Holzschliff* zu erzeugen, sind Kocher aus Guß- und Schmiedeeisen und aus Eisen mit innerer Kupferauskleidung, verkupferten Nietköpfen und dergl. im Gebrauch. Einige Unfälle in dieser Richtung haben Beunruhigung hervorgerufen und die Frage nahegelegt, ob und welches Kochersystem für diese Zwecke tatsächlich und verläßlich geeignet sei. Inspektor *Rollet* der *Oesterr. Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungsgesellschaft* vertritt die Ansicht, daß bei sachgemäßer Herstellung und Wartung allen Systemen vertraut werden könne. Selbstredend ist bei schmiedeeisernen Kochern ohne Kupferauskleidung ein säurefester Anstrich zu verwenden. Daß die Kupferauskleidung unsachgemäß angebracht sein kann und ihr daher an manchen Orten mit Mißtrauen begegnet wird, ist nicht zu leugnen. Dem Berichterstatter scheint jedoch für die Kupferauskleidung der Umstand sehr ins Gewicht zu fallen, daß das Kupfer den Säuredämpfen erfahrungsgemäß gut widersteht; gegen unsachgemäße Konstruktion und Behandlung muß man sich mit Verständnis und Kontrolle schützen. Daß es gute Konstruktionen gibt, welche durch jahrelange, tadellose Verwendung sich Vertrauen erworben haben, ist Tatsache, nur scheint dem Berichterstatter hier nicht der Ort, hierfür Namen zu nennen.

Der Vollständigkeit halber sei hier des Verfahrens von *Bergerhoff* (D. R. P. 163 070) gedacht, wonach das Holz nicht gedämpft, sondern bei etwa 125° durch 6—8 Stunden gekocht werden soll. Das so im Wasser gekochte Holz soll gegenüber dem gedämpften viel helleren Schliff ergeben, auch wenn die bei dem Kochen entstehende Lauge behufs Ausnutzung ihrer Wärme mehrmals hintereinander verwendet wird.

(Fortsetzung folgt.)

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Gleis-Spur- und Ueberhöhungsmaß. Das von der Firma *Brüder Petzold*, Essen-Ruhr und München gebaute Instrument besteht aus zwei mit den Meßbacken versehenen ineinander geführten dünnwandigen Metallrohren. An dem einen Rohr ist ein Zylinder mit einer Teilung befestigt, über der ein durch das andere Rohr gesteuerter Zeiger spielt. Da die Teilung die Maße vergrößert wiedergibt, ist das Ablesen wesentlich erleichtert. Die Rohre erhalten eine selbsttätige Bewegung durch eine eingebaute Feder; und zwar kann letztere die Meßbacken nach außen gegen die Schiene pressen oder es können, falls diese Bewegung von Hand bewirkt wird, die Meßbacken sich selbsttätig einander nähern. Letztere Anordnung soll ein schnelleres Messen gestatten. Die Ueberhöhung wird durch eine um ein Ende drehbare Wasserwage, deren anderes Ende auf einem Exzenter ruht, gemessen. Mit der Achse des Exzenters ist ein Zeiger verbunden, der auf einer Teilung unmittelbar die Ueberhöhung erkennen läßt. Die Meßbacken sind so geformt, daß die Spur auch in Weichen gemessen werden kann. (Eisenbahntechnische Zeitschrift 1907, S. 150.) *Pr.*

Mikrometerlehre. Gegenüber der gewöhnlichen Ausführung wird ein genaueres Messen dadurch erzielt, daß der sonst fest an dem Bügel sitzende Meßanschlag unter Federdruck beweglich gelagert ist. Seine Stellung ist durch einen Zeiger erkennbar, der über einer kleinen Teilung auf dem Bügel spielt. Gleiche Stellungen des Zeigers bei Messungen geben dann die Gewähr, daß die Meßanschläge immer mit gleichem Druck an dem zu messenden Körper anliegen. Sind ferner in der Werkstatt mehrere Stücke gleichen Durchmessers auf die Richtigkeit ihrer Abmessung zu prüfen, so wird das Mikrometer nach einem Normalkaliber eingestellt; die Werkstücke werden dann ohne Verstellung der Schraube zwischen die Anschläge gebracht. Die Ausschläge des Zeigers geben dann ein Maß für die Abweichungen und die Nachprüfung kann auf diese Weise sehr schnell auch von ungeübten Arbeitern vorgenommen werden. (Machinery 1906/07, S. 342.) *Pr.*

Eisenbahnwesen.

Bau der Alaska-Zentral-Eisenbahn (Atwood). Die Bahn ist zur Verbindung eines eisfreien Hafens an der Pacific-Küste von Alaska mit einem schiffbaren Nebenfluß des Yukon-Stroms bestimmt und wird nach ihrer Vollendung eine Streckenlänge

von rund 750 km aufweisen. Eine Abzweigung von 64 km Länge führt nach den Kohlenfeldern am Matanuskafluß. Als Endpunkt wurde ein den Ansprüchen entsprechender Hafen der Auferstehungs-Bai gewählt und dort die Stadt Seward errichtet. Infolge des strengen Klimas in Alaska gestaltete sich die Bauausführung besonders in den Wintermonaten äußerst schwierig. In den mit der Bahnlinie zu überschreitenden Gebirgspässen lag der Schnee 3—6 m hoch, so daß die aus 14 Mann bestehenden Arbeitskolonnen nur mit Hilfe von Hundeschlitten vorwärts kamen, auch sämtliches Material mußte in dieser Weise herangeschafft werden. Besonders interessant sind einige Bahnstrecken, an denen tiefe durch Gletscher ausgewaschene Gebirgsspalten mit Hilfe einer Anzahl von Tunnels, Kehren und Schleifen überwunden werden mußten. Als Anhalt für die Leistungen der Hundegespanne wird angegeben, daß ein Gespann von vier starken Alaskahunden eine Last von 200 kg täglich 40 km weit schleppen konnte. Der Vortrieb eines Tunnels in besonders hartem Gestein wurde unter Anwendung von Dampf anstelle von Preßluft für den Antrieb der Bohrer versucht, der Auspuffdampf wurde durch ein 5 cm weites Rohr abgeleitet. Bei 100 m Vortrieb stieg die Hitze im Tunnel derart, daß mit Preßluft weiter gearbeitet werden mußte; für Tunnel geringerer Länge wird der Dampfantrieb der Bohrer als anwendbar bezeichnet. Die Kosten der Herstellung eines Tunnels für einen Durchschnittsmonat werden wie folgt angegeben.:

Geleistete cbm im Monat rund	1600 cbm
Arbeit und Werkzeuge . . .	22 500 M
Sprengstoff	3 500 „
Beleuchtung	700 „
Kohle	1 200 „
Prämie an die Arbeiter . .	1 200 „
Sa.	29 100 M.

Erwähnenswert ist die angewandte Methode des Auftauens eingefrorenen Dynamits. Da das Auftauen mittels heißen Wassers zu langsam vor sich geht, so lagert man häufig das Dynamit in ofengeheizten Schuppen. Nachdem verschiedene dieser Schuppen infolge Ueberheizung durch Explosion vernichtet worden waren; brachte man das aufzutauende Dynamit in einem feuersicher gedeckten Schuppen unter, der mit einem etwa 5 m entfernten Verschlag durch zwei hölzerne Luftleitungen unten und oben verbunden war. Der Ofen wurde in dem Verschlag aufgestellt, während das Dynamit in dem Schuppen auf Gestellen gelagert wurde. Nach Einführung dieser Methode kamen Explosionen nicht mehr vor, da der den Ofen enthaltende Verschlag, der durch Ueberheizen des Ofens öfters in Brand geriet, rechtzeitig abgelöscht werden konnte. (Engineering News 1907, Bd. 57, S. 199—202.)

S.

Rotations-Schneepflug der North-Western und Pacific. Eisenbahnlinien dieser Gesellschaft führen bis 3800 m Meereshöhe empor. Im Winter ist solche Bahnlinie nur mittels Schneepflügen frei zu halten. Früher wurden zu diesem Zweck keilartig gebaute Schneepflüge verwandt; ein solcher mußte von 6—7 Lokomotiven durch die Schneemassen hindurch geschoben werden. Er blieb aber oft im Schnee stecken und das Arbeiten damit war für das Lokomotivpersonal gefahrvoll. Der Rotations-Schneepflug erfüllt seine Aufgabe stets mit gleichem Erfolge und ohne Unglücksfälle bahnt er durch Schnee und Eismassen einen 4 m breiten Weg, eine oder zwei starke Lokomotiven sind notwendig, ihn vorwärts zu treiben. Das Schaufelrad an der Stirnseite besteht hier aus 10 konisch geformten Schaufeln, die mit Messern versehen sind, welche sich selbsttätig in die Schnittstellung legen. Dieses Rad ist in eine Trommel eingeschlossen und wird von einer zweizylindrigen Dampfmaschine mit Schiebersteuerung, Bauart *Walschaert*, in Umdrehung versetzt. Der Rahmen eines solchen Pfluges ist aus Profilwalzeisen gebildet und wird von zwei Drehgestellen getragen. Um Entgleisungen zu verhindern, ist das vordere Drehgestell mit geeigneten Bahnräumern versehen. (The Railway Gazette 1907, S. 134—135.)

H.

Eisenbeton.

Querarmierung gedrückter Eisenbetonkörper. (*Koenen.*) Der Einfluß einer Querarmierung auf die Verminderung der Normalspannungen wird für zentrisch belastete Eisenbetonsäulen untersucht.

Der Längsdruck einer Säule ruft eine Verkürzung derselben hervor, mit welcher eine konzentrische (tangentiale) Ausdehnung jeder in einzelne Ringe zerlegt gedachten Querschnittsscheibe verbunden ist.

Diese Querdehnung wird durch umgelegte Eisenringe oder Umschnürungen verhindert, so daß auch noch in jeder Scheibe wagerechte Radialdrücke auftreten, welche ihrerseits in den Ringen Zugspannungen hervorrufen.

Mit Hilfe der Formänderungsgesetze für Querdehnung leitet *Koenen* Formeln für die Größe der Querspannungen im Beton, der Eisenspannungen in der Querarmierung und der Entlastung der Längsdruckspannungen im Beton durch erstere ab.

Die Zugspannung in der Querarmierung ist:

$$\sigma_e = \frac{n \cdot p}{4 + 3 \cdot n \cdot f_e}.$$

Hierbei ist p die Druckspannung im Querschnitt ohne Berücksichtigung der Querarmierung f_e der Eisenquerschnitt der letzteren, n das Verhältnis $\frac{E_e}{E_z}$, wobei E_e der Elastizitätsmodul des Eisens und E_z der Elastizitätsmodul des Betons auf Zug in der Nähe der Bruchspannung der Säule ist. ($E_z \sim 60000$). Die Beanspruchung der Säule auf Druck mit Berücksichtigung der Querarmierung ist dann:

$$\sigma_p = p\left(1 - \frac{n \cdot f_e}{6\,n + 8}\right).$$

Das Verfahren wird an zwei Beispielen erläutert.

Aus denselben geht hervor, daß die Entlastung nicht sehr groß ist; sie beträgt in beiden Fällen etwa 5 v. H. (Zentralblatt der Bauverwaltung 1907, S. 109—111.)

Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Elektrotechnik.

Kettenlinienaufhängung für Fahrleitungen elektrischer Bahnen. (*Eveleth.*) Kettenlinienaufhängungen bieten den Vorteil, daß man festgelagerte Porzellanisolatoren verwenden und hierdurch eine für nahezu beliebige Spannungen ausreichende Isolation erhalten kann. Die Mastentfernung beträgt hierbei auf der geraden Strecke 46 m und entsprechend weniger in den Krümmungen. Zur Aufhängung dienen Ausleger, die aus zwei Winkeleisen bestehen und durch eine von der Mitte des Auslegers in die Nähe des Mastkopfes geführte Zugstange gehoben oder gesenkt werden können. Zum seitlichen Einstellen der Leitungsanordnung ist der mit einem besonderen Fuß versehene Porzellanisolator in dem Schlitz zwischen den beiden Winkeleisen verschiebbar gelagert. Beim Bau wird nach dem Setzen der Maste und dem Befestigen der Ausleger und der Isolatoren das Tragseil aufgelegt und ihm ein Durchhang von 400 mm gegeben. Dann wird der Fahrdraht an den tiefsten Punkten des Tragseiles befestigt und schließlich werden die übrigen Verbindungen zwischen den beiden hergestellt. Der Durchhang beträgt dann etwa 700 mm. Ein geringerer Durchhang ergibt eine zu steife und eine zu sehr von den Temperaturschwankungen abhängige Lage der Fahrleitung; während andrerseits bei größerem Durchhang der Fahrdraht zu leicht in horizontaler Richtung verschoben werden kann. Der Vergleich mit den bisher verwendeten Fahrleitungen ergibt, daß bei nur drei Aufhängungen zwischen je zwei Auslegern, d. h. bei einem Abstand von 15 m zwischen zwei Aufhängungen beliebige Geschwindigkeiten erreicht werden können. Bei Bügelstromabnehmern ist es günstiger, diese Entfernung zu verringern. Als untere Grenze hierfür muß jedoch eine Ent-

fernung von 4,5 m gelten, da dann ein unter einer Aufhängung befindlicher Bügel bereits die beiden benachbarten Aufhängungen mit anhebt. Besondere Mittel sind nötig, um in Krümmungen den Fahrdraht für den Bügelbetrieb abzuspannen. Entweder werden hierzu Fahr- und Tragdraht durch ein starres Glied verbunden, an die Enden des letzteren ein Stahlseil befestigt und an der Spitze des so gebildeten Dreiecks unter Zwischenschaltung eines Zugisolators ein Abspanndraht befestigt; oder es wird an einem Mast ein Arm drehbar gelagert, der mit einem nach unten weisenden Ansatz mit dem Fahrdraht verbunden ist. Der Fahrdraht ist alle 400 m zu verankern. Hierzu werden Abspanndrähte in 7 m Entfernung beiderseitig von dem für die Verankerung benutzten Ausleger befestigt nnd der Ausleger selbst mit den benachbarten Masten durch Spanndrähte verbunden. (Street Railway Journal 1907, Bd. I S. 105—107.) *Pr.*

Gießerei.

Die Röhrengießereien lassen sich nach *Simon* ihrer Anlage nach in zwei Systeme einteilen, je nachdem die Formkästen unter oder über der Hüttensohle aufgehängt sind. Das erstgenannte ältere System kann sowohl rechteckige als auch kreissegmentförmige Anordnung der Röhrengrube haben. Bei beiden Anordnungen liegen die Formvorrichtungen nur in einer Höhe von etwa 800 bis 900 mm über der Hüttensohle. Die vielen Nachteile der Röhrengruben, wie schwieriges Entfernen durchgegangenen flüssigen Eisens, Entfernen des beim Ausbringen der abgegossenen Rohre herabfallenden Sandes, mangelhafte Beleuchtung der unteren Formteile, hatten die Anordnung des ganzen Formkastens über der Hüttensohle zur Folge. Nach diesem System wird die Aufhängung der Formkasten in den ersten Stock verlegt. Das Modelleinsetzen, das Stampfen, Kerneinsetzen und Gießen erfolgt von einer Bühne aus, während die Bedienung des unteren Formkastens von der Hüttensohle aus stattfindet. Die in einem Seitenschiff des Gebäudes hergestellten fertigen Kerne gelangen auf besonderen Wagen mittels Aufzüge auf die Bühne und werden dort auf den Quergleisen zu den einzelnen Formen gefahren. Bei dieser Anordnung, die gleichfalls nach rechteckigem und kreisförmigem Grundriß geschehen kann, befindet sich der Formkasten in fester Lage, während ihm das Modell, der Sand und das flüssige Eisen zugeführt wird. In modernen Anlagen dagegen hängt man die Formkästen an ein um ihre Achse drehbare Trommel auf und bringt sie durch Drehung der Trommel in den Bereich der einzelnen Arbeiten. Die Trommel gleitet wie eine Drehscheibe auf Rollen. Ihre Achse, gewöhnlich ein Mauerpfeiler, trägt einen Drehkran. Besondere Hebevorrichtungen ermöglichen die gleichzeitige Ausführung des Stampfens, des Kerneinsetzens oder Gießens und des Ausbringens abgegossener Röhren, die insgesamt auf der die Trommel umgebenden Bühne ausgeführt werden. Die Röhrenkernmacherei ist ebenfalls auf der Bühne untergebracht und so eingerichtet, daß auf jede Trommel eine Kerndrehbank, zwei Kernwagen und eine Trockenkammer entfällt, in welcher die Wagen übereinander auf Schienen laufen. (Stahl und Eisen 1907, S. 397 bis 404.) *Ms.*

Lokomotivbau.

Zahn- und Reibungslokomotive. Erbaut von *A. Borsig*, Berlin für die Eisenbahndirektion Saarbrücken. Zwei außerhalb des Rahmens liegende Zylinder treiben die drei gekuppelten Reibungsachsen, zwei unter der Rauchkammer liegende Zylinder zwei gekuppelte Zahnachsen. Diese Lokomotive muß noch Steigungen von 6 v. H. überwinden können. Die Zylinderdurchmesser für den Zahnradtrieb sind 420 mm, für den Reibungsantrieb 470 mm, Kolbenhub 450 bezw. 500 mm. Die Zugkraft beträgt 8,4 bezw. 7,3 t. Das Dienstgewicht der Lokomotive ist 58,5 t. (Organ für d. Fortschritte d. Eisenbahnwes. 1907, S. 40—41.) *H.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Kleinbahnen in Deutschland. Die Statistik der Kleinbahnen im Deutschen Reiche für das Jahr 1905 weist 255 nebenbahnähnliche Kleinbahnen auf, wovon 240 in Preußen; die 15 Kleinbahnen der anderen Bundesstaaten umfassen nur die, welche der Aufsicht des Reichseisenbahnamtes nicht unterstehen. Die Streckenlänge beträgt 8498,09 km, wovon 8071,75 km auf Preußen entfallen. Am 1. Oktober 1892 betrug die Länge der nebenbahnähnlichen Kleinbahnen in Preußen nur 159,1 km! Die längste Bahn hat 263,85 km (*Insterburger Kleinbahn-A.-G.*), die kürzeste 1,40 km (*Eupen*). Auf je 10000 Einwohner entfallen im Reiche 2,18 km nebenbahnähnliche Kleinbahnen (hiervon 0,72 km mit Vollspur) und auf je 10000 ha 2,30 km. Die Spurweite war in Preußen 49,2 v. H. Vollspur, 19,6 v. H. Meterspur, 16,2 v. H. = 0,750 m, 3,7 v. H. = 0,600 m, 11,3 v. H. gemischt oder abweichend. Als Betriebsmittel finden Verwendung in Preußen: Dampflokomotiven bei 92,1 v. H., elektrische Motoren bei 6,7 v. H., Dampflokomotiven und elektrische Motoren bei 1,2 v. H., in den anderen Bundesstaaten: Dampflokomotiven bei 86,7 v. H., elektrische Motoren bei 13,3 v. H. Die Zahl der Betriebsmittel beträgt

	Preußen	andere Bundesstaaten
Dampflokomotiven	961	51
Dampfmotorwagen	1	—
Elektrische Lokomotiven	5	2
Elektrische Motorwagen	352	6
Personenwag. (einschl. Motorwag.)	2099	179
Gepäckwagen	277	11
Güterwagen	12605	64
Postwagen	158	5
Spezialwagen	1000	12

In Preußen beträgt die Anzahl der genehmigten Sitz- und Stehplätze 89694, auf einen Personenwagen kommen durchschnittlich 43 Sitz- und Stehplätze in Preußen, 51 in den anderen Bundesstaaten. In Preußen überwiegt nach wie vor die Form der Gesellschaftsunternehmen (156), während Kommunalverbände (Kreise oder Gemeinden) Unternehmer von 77 nebenbahnähnlichen Kleinbahnen sind. Privateigentümer gibt es nur 7.

Die Betriebsführung erfolgt bei 130 Bahnen mit 4612 km durch gewerbsmäßige Betriebsunternehmer. Insgesamt wurden im Deutschen Reiche im Personenverkehr 134826376 Wagenachskilometer (70526422 Personen) und im Güterverkehr 125958711 Wagenachskilometer (15074959 t) geleistet. Die finanziellen Ergebnisse haben sich gegen das Vorjahr gebessert; es betrugen die Betriebseinnahmen 33301574 M. (f. d. km Betriebslänge 4374,2 M.), die Betriebsausgaben 22336675 M. (2934,0 M./km), der Betriebsüberschuß 10964899 M. (1440,0 M./km). Das Gesamtanlagekapital stellt sich auf 407062817 M. Im Durchschnitt kostet in Preußen 1 km Vollspur 76749 M., 1 km Schmalspur 46745 M.

Bezüglich der Wirtschaftlichkeit ergibt sich, daß von den mehr als ein Jahr im Betrieb befindlichen Bahnen (211) 20 keinen Reingewinn erzielt haben. Bei 38 Bahnen (20 Vollspur, 18 Schmalspur) betrug der Reingewinn 1 v. H., bei 36 (11 Vollspur, 25 Schmalspur) bis zu 2 v. H., bei 55 (19 Vollspur, 36 Schmalspur) bis 3 v. H., bei 21 (12 Vollspur, 9 Schmalspur) bis 4 v. H., bei 24 (10 Vollspur, 14 Schmalspur) bis 5 v. H., bei 14 (10 Vollspur, 4 Schmalspur) mehr als 5 bis 10 v. H. und bei 3 (2 Vollspur) über 10 v. H. des Anlagekapitals. An Unfällen entfallen 36 Tötungen und 44 Verletzungen auf Reisende, 7 bezw. 18 auf Bahnbedienstete. (Fortsetzung folgt.) (Zeitschrift für Kleinbahnen, S. 57—84.) *A. M.*

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 23. Berlin, 8. Juni 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudelof, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Ueber freigehende Pumpenventile.[1])

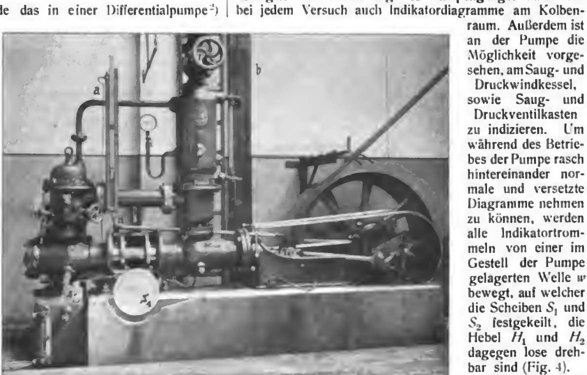
Von Professor **L. Klein**, Hannover.

Die nachfolgend beschriebenen Versuche sollen zur Erkenntnis der bei verschiedenen Umdrehungen und Ventilbelastungen zulässigen Ventilhübe und -Schlußgeschwindigkeiten, zur Bestimmung der Ausflußziffer, sowie zur Berechnung der Ringventilabmessungen beitragen. Sie wurden im Ingenieurlaboratorium der Königl. Technischen Hochschule Hannover durchgeführt, welches mir hierzu dessen Leiter, Professor *Frese*, in liebenswürdigster Weise zur Verfügung gestellt hatte. Hierfür danke ich ihm auch an dieser Stelle.

1. *Zulässige Hübe und Schlußgeschwindigkeiten des Versuchsventils.*

Untersucht wurde das in einer Differentialpumpe[2]) (Fig. 1) als Druckventil arbeitende, gewichtsbelastete Ringventil (Fig. 2 u. 3) von 166 mm Durchm. und 16 auf 22 mm Breite, bei Ventilhüben von 2 bis 11 mm und 57 bis 199 minutlichen Umdrehungen.

Zur Erreichung der verschiedenen Ventilhübe wurden viererlei Ventilbelastungen und viererlei Kolbenhübe eingestellt. Beobachtet wurden die Bewegungen und das Schließgeräusch des Ventils. Zu diesem Zwecke wurden zunächst normale Ventilerhebungsdiagramme genommen, wobei sich die Papiertrommel im gleichen Verhältnis wie der Pumpenkolben bewegte, während die lotrechte Erhebung des Schreibstiftes die Größe des augenblicklichen Ventilhubes angab. Die Uebertragung der Ventilbewegung auf den Schreibstift ist aus Fig. 2 u. 3 ohne nähere Beschreibungen erkenntlich, die Hebel L_1 und L_2 verhalten sich wie 5 : 1, so daß die Ventilerhebung auf das Fünffache vergrößert im Diagramm erscheint. Aus solchen normalen Diagrammen ist aber die Ventilbewegung in der Nähe der Kolbentotlagen, also zur Zeit des Oeffnens und Schließens des Ventils, nicht deutlich zu ersehen, weil dabei die Papiertrommel nahezu stillsteht. Um über diese wichtigen Vorgänge Aufschluß zu erhalten, wurden auch sog. versetzte Diagramme genommen, bei denen die Papiertrommel von einem, gegen die Kurbel um etwa 90° versetzten Exzenter angetrieben wurde, so daß sie sich zur Zeit des Ventilöffnens und -schließens mit ihrer größten Geschwindigkeit bewegte. Zur Erkennung des Pumpenganges nahm ich bei jedem Versuch auch Indikatordiagramme am Kolbenraum. Außerdem ist an der Pumpe die Möglichkeit vorgesehen, am Saug- und Druckwindkessel, sowie Saug- und Druckventilkasten zu indizieren. Um während des Betriebes der Pumpe rasch hintereinander normale und versetzte Diagramme nehmen zu können, werden alle Indikatortrommeln von einer im Gestell der Pumpe gelagerten Welle w bewegt, auf welcher die Scheiben S_1 und S_2 festgekeilt, die Hebel H_1 und H_2 dagegen lose drehbar sind (Fig. 4).



a = Quecksilber-Vakuummeter. b = Quecksilber-Manometer.
L_1 = Schreibhebel für Ventilerhebung. S_1 = Scheibe zum Antriebe der Indikatortrommeln.
H_1 = Antrieb für normale Diagramme.
Fig. 1. Differential-Kolbenpumpe.

H_1 ist mit dem Kreuzkopf der Pumpe, H_2 dagegen mit dem um 90° gegen die Kurbel versetzten Exzenter verbunden. Je nachdem man nun H_1 oder H_2 mit w durch den Stift D kuppelt — was leicht während des Betriebes geschehen kann — können normale oder versetzte Diagramme geschrieben werden.

Unvollkommener wie die Aufzeichnung der Bewegung ist die Beurteilung des Schließgeräusches, weil hierfür ein vom Beobachter unabhängiger Maßstab fehlt. Geräuschlos setzt sich ein Pumpenventil, bei welchem, so wie bei dem

[1]) Vergleiche die Versuche in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1905, S. 485, 618 u. f.

[2]) Siehe Zeitsch. des Vereins deutsch. Ing. 1900, S. 241.

untersuchten, Metall auf Metall trifft, niemals auf. Auch für die in der Praxis wichtigen Fälle, für welche man geneigt ist, den Ventilschluß als geräuschlos zu bezeichnen, hört man, wie auch *von Bach*[3]) beobachtete, den Schlag des

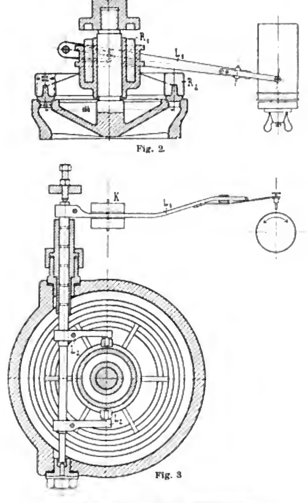


Fig. 2.

Fig. 3

Fig. 2—3. Ringventil mit Gewichtsbelastung.

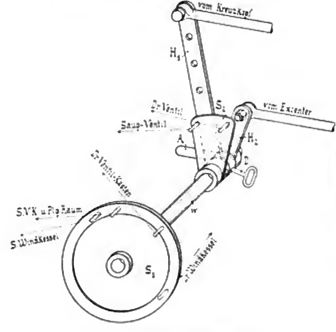


Fig. 4. Trommelantrieb der Indikatoren.

Ventils, sobald man das Ohr auf die Wandung des Ventilkastens legt, woraus zu entnehmen ist, daß das Ventil weder stoßfrei noch mit der Geschwindigkeit 0 schließt.

[3]) *Bach* Z. d. V. d. I. 1886, S. 427.

Ich bin in Uebereinstimmung mit den Anforderungen der Praxis, wenn ich den Gang des Ventils so lange als „sehr gut" bezeichne, als man dessen Schließen nicht hört, ohne das Ohr auf die Wandungen des Ventilkastens zu legen.

Schließt das Ventil mit leichtem, gedämpften Schlage, den man hört, ohne das Ohr an die Pumpe zu legen, so bezeichne ich den Gang mit „gut", ist der Schlag deutlich hörbar und kräftiger, doch immer noch so mäßig, daß man m. E. die Abnahme einer derartigen Pumpe nicht beanstanden kann, so nenne ich den Gang „mäßig", tritt aber metallisch klingender Ventilschlag auf, so ist der Pumpengang „schlecht". Diese Unterscheidung ist rein persönlich, doch ist die Grenze des sehr guten Ganges, und auf die kommt es hauptsächlich an, ziemlich sicher festzustellen, obwohl natürlich der augenblickliche Zustand des Gehörs des Beobachters, und etwa in der Nähe auftretende andere Geräusche von Einfluß sein werden.

In den zeichnerischen Darstellungen der Versuchsergebnisse, den Fig. 28—32, ist der Ventilgang durch die Umrahmung der Versuchspunkte kenntlich gemacht, und bezeichnet:

• Gang sehr gut,	Gang mäßig,
◦ Gang sehr gut bis gut,	· Gang mäßig bis schlecht,
• Gang gut,	● Gang schlecht.
Gang gut bis mäßig,	

Durchführung der Versuche.

Zu jeder Ventilbelastung wurden der Reihe nach die vier Kolbenhübe eingestellt, und die Pumpe bei verschiedenen minutlichen Umdrehungszahlen vom sehr guten bis zum mäßigen Gange untersucht. Bei jeder Umdrehungszahl wurden normale und versetzte Diagramme der Ventilerhebung, sowie der Druckänderung im Kolbenraume genommen, und endlich der Gang des untersuchten Druckventiles bewertet. Das Oeffnen erfolgte, wie auch bei den von *v. Bach*[4]) untersuchten Ventilen, mit dumpfem Stoße. Die Pumpe förderte in einen Hochbehälter, wobei der Druck im Windkessel 2,6—2,7 at betrug, die Saughöhe im Saugwindkessel wurde durch Drosseln auf etwa 3 m, der Wasserstand im Druckwindkessel auf etwa 290 bis 330 mm *über*, der im Saugwindkessel auf etwa 780 Millimeter *unter* Druckventil gehalten.

Für *einen* solchen Versuch sind Diagramme in den Fig. 5—8 wiedergegeben. Dabei war der Hub des Kolbens 250, sein Durchmesser 124,6 mm und die minutliche Umdrehungszahl 91,2. Auf dem Ventil lag die Belastung B_{IV} — vergl. Tab. 2 (s. Heft 24) sowie Fig. 2 u. 3 — bestehend aus den Bleiringen R_1 und R_2 sowie dem außen angehängten Bleigewicht K. Der Ventilhub zur Zeit der Kolbenhubmitte ergibt sich aus dem normalen Diagramm (Fig. 5) bei HM zu 4,2 mm; der Ventilgang war meist sehr gut, zeitweise nur gut.

Die Lagen der Totpunkte wurden bei stillgesetzter Pumpe mit Hilfe einer auf den Lenkstangenkopf gesetzten Wasserwage bestimmt.

Man sieht aus dem Diagramm: Erst nachdem die vordere Totlage T_v durchlaufen, wird das Druckventil aufgestoßen, es fliegt zu hoch, fällt wieder zurück, pendelt um den Gleichgewichtszustand, beruhigt sich aber, ehe der Ventilschluß erfolgt. In den Schaulinien sind diese großen Schwingungen durch kleinere, von der Elastizität des Schreibhebels herrührende, überlagert. Das Ventil schließt erst, nachdem die Kurbel über die hintere Totlage hinaus und der Kolben aus derselben etwas zurückgegangen ist. Die Schlußgeschwindigkeit v_s errechnet sich (s. Fig. 6) aus den Angaben des versetzten Diagrammes: Ist v_p die

[4]) Z. d. V. d. I. 1886, S. 427.

Geschwindigkeit der Papiertrommel im Augenblick des Ventilschlusses, v_{ss} die senkrechte Geschwindigkeit des Schreibstiftes und v_s die Ventilgeschwindigkeit zur selben Zeit, so ist infolge des Hebelverhältnisses

$$L_1 : L_2 = 5 : 1 \text{ auch } v_s = \frac{1}{5} v_{ss}.$$

Ist weiter γ der Winkel, welchen der Schreibhebel im Augenblick des Ventilschlusses und β der Winkel, welchen die Ventilschlußlinie mit der Richtung der Papierbewegung einschließt, so ergibt sich durch geometrische Beziehungen aus dem versetzten Diagramm (Fig. 6)

$$v_S = \frac{1}{5} \frac{v_p \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg} \gamma},$$

bei den Versuchen war $\gamma = 8^0$.

Das versetzte Diagramm (Fig. 6) zeigt: je mehr das Ventil seinem Sitze sich nähert, desto rascher fällt die Schließkurve, um so größer wird die Ventilgeschwindigkeit. In roher Annäherung kann für die auf die Zeit bezogene Ventilerhebungskurve eine Sinuslinie[5]) gesetzt werden,

Wie aus den Fig. 6, 10, 12 . . . bis 26 hervorgeht, bleibt das Ventil länger in den höheren Lagen, fällt dann rascher und kommt mit größerer Geschwindigkeit auf seinen Sitz, als der strichpunktierten Geraden, und damit der einfachen Sinusbewegung entspricht. Zur Ableitung der letzteren war gleichbleibende Austrittsziffer und gleichbleibende Wassergeschwindigkeit[8]) vorausgesetzt worden, was beides für die bis jetzt untersuchten Ventile nicht zutrifft.[9]) Die Ventilschlußgeschwindigkeit v_s ist infolgedessen auch nicht so groß wie die Vergleichsgeschwindigkeit

$$v'_s = \mathfrak{h} \cdot \omega = \frac{\pi}{30} n \mathfrak{h},$$

sondern λ mal so groß:

$$v_s = \lambda v'_s = \lambda \frac{\pi}{30} n \mathfrak{h}$$

Eine theoretische Ermittlung von λ unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit der Ausflußziffer und -Geschwindigkeit sowie der Masse und unter Vernachlässigung etwaiger Reibung wäre wohl durchführbar. Da aber sowohl durch schrägen Wasserstoß, als auch durch Ungleichmäßigkeit der roh gegossenen, nicht abgedrehten Belastungsringe R_1 und R_2 unkontrollierbare Reibung des Ventils an seiner Führung hervorgerufen werden kann,

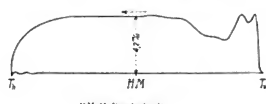


Fig. 5. Normales Ventilerhebungsdiagramm.

HM Kolbenhubmitte.

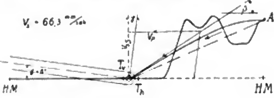
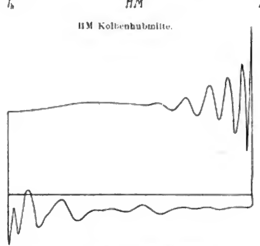


Fig. 6. Versetztes Ventilerhebungsdiagramm.


Fig. 7. Normales Pumpendiagramm.

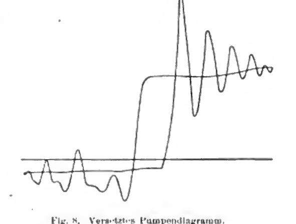

Fig. 8. Versetztes Pumpendiagramm.

Diagramme bei n = 91,2 minutlichen Umdrehungen. Kolbendurchm. = 124,6 mm. Kolbenhub 250 mm. Ventilhub 4,2 mm. Ventilbelastung B_{IV} 8,53 kg.

was eine Ventilgeschwindigkeit $v_v = \mathfrak{h}\, \omega \cos \alpha$[6]), und im versetzten Diagramm (Fig. 6) annäherungsweise eine von A aus geradlinig abfallende strichpunktierte Ventilerhebungslinie[7]) sowie für den Augenblick des Schlusses, also für $\alpha = 90^0$, die größte Ventilgeschwindigket zu $v'_s = \mathfrak{h}\, \omega$ ergeben würde.

[5]) Siehe *O. H. Müller*, Das Pumpenventil, S. 28.

[6]) *Klein*, Z. d. V. d. I. 1905, S. 618, Anmerkung 2.

[7]) Für das versetzte Diagramm (Fig. 6) ist:
Die veränderliche Papiergeschwindigkeit v'_p

$$v'_p = \frac{1}{2} l \omega \sin (\alpha + 90^0) \text{ worin}$$

l = Diagrammlänge,
ω = Winkelgeschwindigkeit,
α = Kurbeldrehwinkel,
$(\alpha + 90^0)$ = Exzenterdrehwinkel.

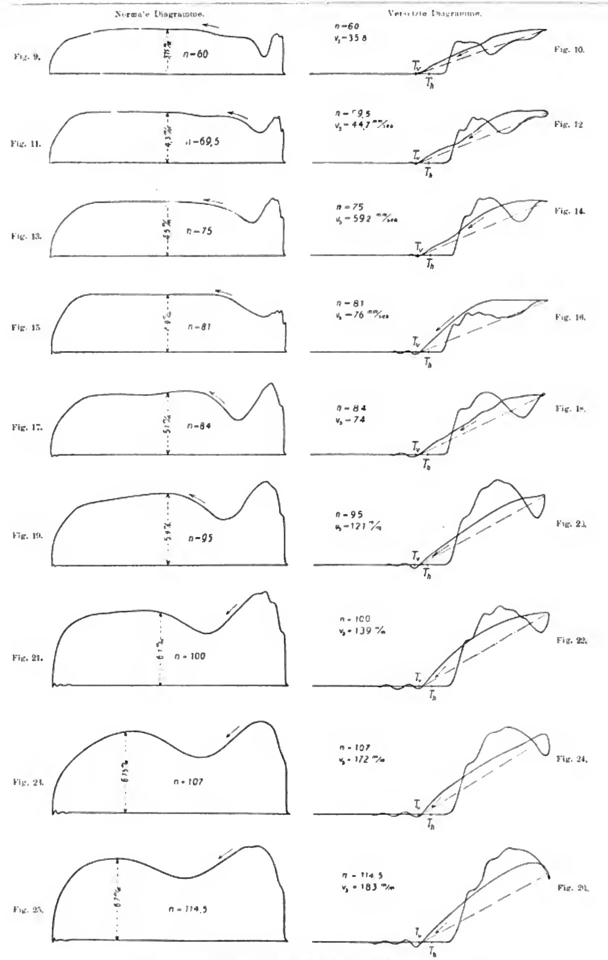
Infolge des Hebelverhältnisses $L_1 : L_2 = 5 : 1$ ist die lotrechte Schreibstiftgeschwindigkeit 5 mal so groß als die Ventilgeschwindigkeit, also gleich $5\, v_v$, so daß die Tangente des Neigungswinkels an die versetzte Ventilerhebungslinie wird:

$$\operatorname{tg} \delta' = \frac{5 v_v}{v'_p} = \frac{5 \mathfrak{h} \omega \cos \alpha}{\frac{1}{2} l \omega \sin (\alpha + 90^0)} = \frac{10 \mathfrak{h}}{l}$$

= konstant für alle Werte von α, d. h. die Ventilerhebungslinie im versetzten Diagramm hat gleichbleibende Neigung, ist also eine Gerade.

[8]) *O. H. Müller*, „Das Pumpenventil", S. 5 u. 6.

[9]) *C. Bach:* Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand; 1884.
Berg: Z. d. V. d. I. 1904, S. 1136.
Klein: Z. d. V. d. I. 1905, S. 486 u. 622.



Ventilerhebungs-Diagramme für n = 60 bis n = 114,5.
Ventilbelastung B_{II} = 6,44 kg. Kolbenhub = 300 mm. Kolbendurchmesser = 124,6 mm.
Fig. 9—26.

habe ich vorgezogen, λ nur durch den Versuch zu bestimmen. Für obiges Beispiel ist $\mathfrak{h} = 4{,}2$ mm; $n = 91{,}2$ und $v_s = 66{,}3$ Sek./mm gemessen, woraus sich ergibt:

$$\lambda = \frac{v_s}{\frac{\pi}{30}\, n \,.\, \mathfrak{h}} = \frac{66{,}3}{0{,}105 \,.\, 91{,}2 \,.\, 4{,}2} = 1{,}64.$$

(Fortsetzung folgt.)

Beitrag zur Theorie der Dampfmaschinen-Regulierung.

Von Dr. **W. Hort.**

(Schluß von S. 339 d. Bd.)

A. a. O. sind die Möglichkeiten negativer und komplexer λ erörtert, ebenso wie die Bestimmung der Konstanten C_i und es wurde gefunden, daß die Reglerstellungen z_k stets reell sind, wenn auch einige λ komplex sind. Nicht untersucht wurde dagegen der Fall, daß der Regulator keine Oelbremse hat, daß also $b = 0$ und

$$\alpha_1 = + i \sqrt{\frac{c}{m}}\;;\; \alpha_2 = - i \sqrt{\frac{c}{m}}$$

wird.

Rechnet man für diesen Fall die $P\,Q\,R$ um, so findet sich:

$$\left.\begin{aligned} P &= \gamma \left\{ \frac{\sin \alpha T}{\alpha} - T \right\} + 2 \cos \alpha T + 1 \quad . \quad . \quad . \\ Q &= \gamma \left\{ 2\, T \cos \alpha T - 2\, \frac{\sin \alpha T}{\alpha} \right\} - 1 - 2 \cos \alpha T \\ R &= \gamma \left\{ \frac{\sin \alpha T}{\alpha} - T \right\} + 1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \end{aligned}\right\} \quad 22)$$

Aus diesen Gleichungen folgt nun keineswegs, daß die Regulierung ohne Oelbremse sofort unbrauchbar wird. Die Durchrechung eines Beispiels wird dies zeigen. Eine Dampfmaschine von 500 PS habe eine mittlere Umlaufszahl 80 i. d. Minute. Das Trägheitsmoment des Schwungrades sei:

$$\Theta = 735 \,.\, 10^6 \;[\mathrm{cm}^2\, \mathfrak{kg}].$$

Das größte Drehmoment

$$M_m = 455 \,.\, 10^6 \,[\mathrm{cm}^2\, \mathfrak{kg}\ \mathrm{sek}^{-2}].$$

Der Kurbelradius

$$r = 50 \;[\mathrm{cm}].$$

Der halbe Muffenhub des Regulators

$$z^0 = 5 \;[\mathrm{cm}].$$

Die mittlere Winkelgeschwindigkeit

$$\omega_m = 8{,}40 \;[\mathrm{sek}^{-1}].$$

Die größte Abweichung der Winkelgeschwindigkeit von der mittleren nach oben und unten

$$\eta^0 = 0{,}28 \;[\mathrm{sek}^{-1}].$$

Der Ungleichförmigkeitsgrad der Regulierung

$$\delta = \frac{\eta^0}{\omega^m} = \frac{1}{30}.$$

Die mittlere Hubzeit

$$T = 0{,}375 \;[\mathrm{sek}].$$

Die Durchgangszeit

$$T_d = 0{,}905 \;[\mathrm{sek}].$$

Die Größe

$$\gamma = 1{,}105 \;[\mathrm{sek}^{-1}].$$

Die Größe

$$\alpha = \frac{M_m}{2\, z^0} = 455 \,.\, 10^5 \;[\mathrm{cm}\ \mathfrak{kg}\ \mathrm{sek}^{-2}]$$

Die Wurzeln der Regulatorgleichung seien

$$\alpha_1 = - 8 \;[\mathrm{sek}^{-1}]$$
$$\alpha_2 = - 10 \;[\mathrm{sek}^{-1}].$$

Der Regulator ist also beinahe aperiodisch gedämpft, da α_1 und α_2 ungefähr gleich sind.

Diese Angaben genügen, um P, Q, R zu berechnen. Es ist:

$$P = 0{,}88\,358$$
$$Q = -\,0{,}26\,268$$
$$R = -\,0{,}00\,535.$$

Und die Wurzeln der Gleichung 19 werden

$$\lambda_1 = -0{,}01\,910$$
$$\lambda_2 = 0{,}45\,134 + i \sqrt{0{,}07\,621}$$
$$\lambda_3 = 0{,}45\,134 - i \sqrt{0{,}07\,621}$$

Die Absolutwerte sämtlicher λ sind also kleiner als die Einheit, die Störung wird in einen neuen Beharrungszustand übergehen. Der genaue Verlauf einer Störung, wenn die Maschine bei voller Belastung plötzlich total entlastet wird, ist in Fig. 4 schaubildlich dargestellt. Die einzelnen Punkte sind nach unseren Formeln berechnet. Nach 10 Hüben, d. h. schon nach 3,75 Sek. ist der neue Beharrungszustand erreicht.

Wir wollen jetzt das Verhalten der Maschinenanlage untersuchen für den Fall, daß die Oelbremse des Regulators abgeschaltet wird und daß das Stellzeug auch keine

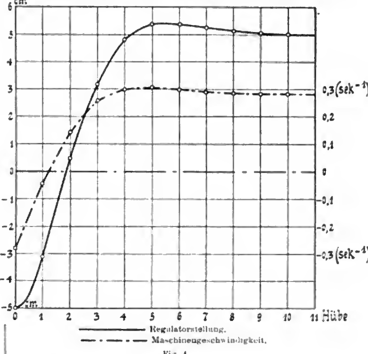


Fig. 4.

nennenswerte Reibung verursache, die als Dämpfung gelten kann. Dann ist $b = 0$ zu setzen und die Größe α in Gleichung 22 wird

$$\alpha = 9 \;[\mathrm{sek}^{-1}].$$



Hiermit findet sich

$$P = -1{,}38619$$
$$Q = +0{,}19145$$
$$R = +0{,}55967.$$

Die Wurzeln der Gleichung 19 nehmen dann folgende Werte an:

$$\lambda_1 = +0{,}58381$$
$$\lambda_2 = -0{,}87744$$
$$\lambda_3 = -1{,}09256$$

Da λ_3 absolut größer als die Einheit ist, kann die Regulierung nicht stabil sein (s. Fig. 5). Die Amplituden der Regulatorbewegung und die Schwankungen der Winkelgeschwindigkeit der Maschine nehmen fortgesetzt zu.

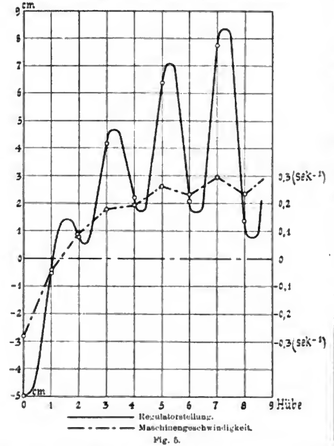


Fig. 5.

Diesem Uebelstand kann aber jetzt dadurch abgeholfen werden, daß man das Schwungrad vergrößert, etwa so, daß $\gamma = 0{,}8$ [sek^{-1}] wird.

Berechnet man mit diesem γ bei übrigens ungebremstem Regulator von neuem die Stabilitätsbedingungen, so ergibt sich:

$$P = -1{,}26465$$
$$Q = +0{,}39968$$
$$R = +0{,}68121$$

und die Wurzeln

$$\lambda_1 = +0{,}69940$$
$$\lambda_2 = -0{,}98203 + i\sqrt{0{,}00961}$$
$$\lambda_3 = -0{,}98203 - i\sqrt{0{,}00961}$$

Da die absoluten Beträge von λ_2 und λ_3 kleiner als die Einheit sind, so ist die Regulierung durch die Schwungradvergrößerung wieder brauchbar geworden. Die graphische Darstellung des Strömungsvorganges ist in Fig. 6 enthalten. Zuerst nehmen die Regulatorausschläge zu, dann wieder ab, um von neuem zu einem Maximum zu wachsen, welches aber kleiner ist als das vorhergehende. So geht es fort, bis der Regulator und damit die Maschine zur Ruhe kommt. Hier hat der Störungsverlauf den Charakter einer Schwingung mit abklingenden Schwebungen. Die Zeitdauer des ganzen Vorganges ist allerdings wesentlich länger als bei dem zuerst betrachteten und beträgt etwa 45 Sekunden.

Diese Zeitdauer kann noch erheblich abgekürzt werden durch zweckmäßige Wahl des Regulators. Letzterer ist wesentlich durch die Zahl α charakterisiert. Nun ist aber die Größe

$$R = \gamma \left\{ \frac{\sin \alpha T}{\alpha} - T \right\} + 1$$

das Produkt der drei Wurzeln λ und es steht zu erwarten, daß die Wurzeln kleiner werden, wenn ihr Produkt kleiner wird. Diese Schlußfolgerung ist zwar nicht mathematisch scharf, da auch noch P und Q in Betracht kommen; da aber eine genaue Untersuchung hier zu viel Raum beanspruchen würde, so wollen wir uns mit jener genäherten Annahme begnügen.

Bestimmen wir also auf Grund dieser Annahme α so, daß R ein Minimum wird. Die nach α aufzulösende Gleichung ist:

$$\frac{dR}{d\alpha} = \gamma \frac{\alpha T \cos \alpha T - \sin \alpha T}{\alpha^2} = 0$$

oder $\alpha T = \operatorname{tg} \alpha T.$

Löst man diese Gleichung auf, so folgt:

$$\alpha T = 257^0{,}5 = 4{,}489.$$

Berechnet man mit diesem αT die Größen $P\,Q\,R$, so findet sich:

$$P = 0{,}19195$$
$$Q = -0{,}55965$$
$$R = 0{,}63483$$

und die Wurzeln der charakteristischen Gleichung

$$\lambda^3 - P\lambda^2 - Q\lambda - R = 0$$

sind

$$\lambda_1 = 0{,}69665$$
$$\lambda_2 = -0{,}25235 + i\sqrt{0{,}84757}$$
$$\lambda_3 = -0{,}25235 - i\sqrt{0{,}84757}$$

Der so bestimmte Schwingungsvorgang verläuft nun viel rascher konvergent als der vorhergehende; man fin-

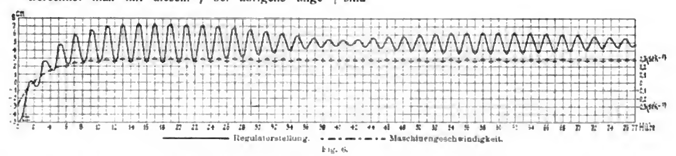


Fig. 6.

det, daß schon nach etwa 30 Hüben, d. h. nach etwa 12 Sekunden die Maschine zur Ruhe gekommen ist.

Durch Vorführung dieser Beispiele dürfte der qualitative Beweis erbracht sein, daß der Regelungsvorgang einer Dampfmaschine infolge der unstetigen Einwirkung des Reglers auf das Kraftfeld auch dann stabil verlaufen kann, wenn die Dampfmaschine vollkommen reibungslos und der Regler ungedämpft ist. Die schon von *Wischnegradsky* erkannte Tatsache, daß eine Oelbremse stets abkürzend auf den Störungsvorgang wirkt, wird hierdurch nicht beeinträchtigt; die mitgeteilten Resultate dürften aber eine Erklärung dafür bieten, daß öfter Dampfmaschinen beobachtet werden, die auch ohne Oelbremse am Regulator befriedigend regulieren.

Um nun auch noch den Fall des astatischen mit Bremse ausgerüsteten Regulators zu erledigen, können wir uns kürzer fassen. Hier sei etwa $\alpha_1 = 0$; $\alpha_2 = \alpha$. Die Größen $P\,Q\,R$ reduzieren sich jetzt auf $e + 2$, $-2e - 1$, e, wo $e = e^{\alpha T}$ gesetzt ist. Die drei Wurzeln der charakteristischen Gleichung werden dann einfach (wie man sich leicht überzeugt):

$$\lambda_1 = 1$$
$$\lambda_2 = 1$$
$$\lambda_3 = e^{\alpha T}.$$

Dieser Fall muß aber ausgeschlossen werden, da sonst die Konstanten C der Gleichung 18 zum Teil unendlich werden würden.

Ebenso ist der Fall des ungebremsten astatischen Regulators ($\alpha_1 = \alpha_2 = 0$) auszuschließen, da hier mit $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 1$ die Konstanten C jener Gleichung ebenfalls unendlich werden.

Sonach bleibt der Satz 4 der *Wischnegradsky-Stodola*schen Theorie durch unsere Entwicklungen unberührt.

Professor von Bachs Untersuchungen mit armiertem Beton.

Von **E. Probst**, Berlin.

(Schluß von S. 343 d. Bd.)

Die Bestimmung des Gleitwiderstandes.[10])

Die neuesten Versuche *Bach*s könnten auch Versuche zur Bestimmung des „Gleitwiderstandes" mit Hilfe von Biegeversuchen genannt werden.

Bis vor nicht allzulanger Zeit war es ganz allgemein üblich, die Haftkraft des Eisens am Beton durch Herausziehen oder -drücken eines Eisenstabes aus einem Betonkörper zu bestimmen dadurch, daß man die Kraft unmittelbar am Eisen angreifen ließ, eine Wirkungsweise, wie sie bei armierten Betonkonstruktionen niemals vorkommt.

Die ersten Versuche *Bach*s zur Bestimmung des „Gleitwiderstandes" einbetonierter Eisen sind in dieser Weise durchgeführt worden, und bei diesen Versuchen hat *Bach* Zahlenwerte von 11—40 kg/qcm der Eisenoberfläche gefunden, je nach der Oberflächenbeschaffenheit und der Stärke der Armatur. Diese Zahlenwerte allein zeigen am besten, wie wenig berechtigt man ist, für „Haftfestigkeiten" eine bestimmte Größe anzunehmen in dem Sinne, wie man Werte für Zug- und Druckfestigkeit angibt. Es sei hier bemerkt, daß die Einwendung, die Zug- und Druckfestigkeit

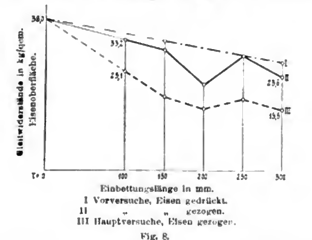


Fig. 8.

bei Beton sei auch veränderlich, nicht stichhaltig ist. Bei Beton von ein und derselben Mischung ändern sich die Werte für Zug- und Druckfestigkeit nur sehr wenig — eine kleine Aenderung ist bei einem unhomogenen Material ja selbstverständlich —. Der Glaube an eine „Adhäsion" oder „Haftfestigkeit" hat sich bei den Betontechnikern in der Praxis derart eingebürgert, daß man damit unbedingt rechnen zu müssen glaubt und hierfür auch bestimmte Zahlenwerte verlangt; ja, sogar amtliche Vorschriften haben derartige Zahlenwerte aufgenommen; so haben die ersten Leitsätze des preußischen Ministeriums für die „Haftfestigkeit" einen Wert von 7,5 kg/qcm Eisenoberfläche als zulässig erklärt.

Betrachten wir in Fig. 8 die Linienzüge, die *Bach* auf Grund seiner ersten Versuche über den Gleitwiderstand einbetonierter Eisen erhalten hat: in ihnen sind als Abscissen die Einbettungslängen, als Ordinaten die dazu gehörigen Gleitwiderstände in kg/qcm Eisenoberfläche verzeichnet. *Bach* unterschied bei den Versuchen Vorversuche mit einer kurzen Belastungsdauer, etwa eine halbe Minute, und Hauptversuche mit langer Belastungsdauer. Soweit sie stark ausgezogen sind, entsprechen diese Linien den *Bach*schen Versuchsergebnissen. Man sieht, daß sie einen unregelmäßigen Verlauf nehmen, und auf keinen Fall ist man berechtigt, sie in der Weise zu verlängern, wie es *Mörsch* in seinem Buche über „Eisenbetonbau" getan hat.[11]) *Mörsch* verlängert die Linienzüge bis zur Ordinatenachse, wie dies in Fig. 8 ersichtlich ist und erhält daselbst einen gemeinsamen Schnittpunkt, der einer Haftfestigkeit von etwa 38 kg/qcm entspricht. Dieser Wert kommt zufällig den aus anderen Versuchen gefundenen Zahlenwerten für die Scherfestigkeit des Betons gleich und deshalb folgert *Mörsch* daraus:

„Mit abnehmender Länge l des einbetonierten Stabes verschwinden die Unterschiede zwischen Durchdrücken und Herausziehen kurzer und langer Belastungsdauer mehr und mehr, und schließlich erhält man für $l = 0$ einen Wert, der mit der Scherfestigkeit des Betons und den Ergebnissen rasch durchgeführter Adhäsionsversuche übereinstimmt"; und im Zusammenhang damit schreibt er „die Adhäsionsfestigkeit von 38 kg/qcm würde bei einer fünffachen Sicherheit noch 7,5 kg/qcm als zulässige Haftspannung ergeben und steht in auffallender Uebereinstimmung mit den aus den Biegeversuchen mit Eisenbetonbalken erhaltenen Werten. Diese Biegeversuche hat *Mörsch* an größeren Probekörpern durchgeführt, und bei einem einzigen findet man eine annähernde Uebereinstimmung mit dem eben er-

[10]) *Bach* hat die Bezeichnung „Gleitwiderstand" eingeführt und den Ausdruck „Haftfestigkeit", den man allgemein gebrauchte, verworfen.

[11]) Der Eisenbetonbau verfaßt von *Mörsch*, herausgegeben von *Wayß* und *Freitag*.

wähnten Zahlenwert. Hierbei ist aber zu beachten, daß die Eisen bei den *Mörsch*schen Biegeversuchen an den Enden hakenförmig umgebogen waren, was ja, wie wir später sehen werden, keinen genauen Aufschluß über das Zusammenwirken von Beton und Eisen ermöglicht.

Mörsch hat auf Grund seiner Annahme und seiner Folgerungen auch eine Berechnungsmethode zur Ermittlung der „Haftspannung“ vorgeschlagen, indem er die in dem Querschnitt in der Höhe der Eiseneinlage wirkende Schubspannung im Beton auf den Eisenumfang übertragen läßt.

Alle Ableitungen *Mörsch*s aus seinen und *Bach*s Versuchen sind eine schöne Erklärung für die vorgeschlagenen großen Haftfestigkeitszahlen, sind aber durchaus irrig aus mehrfachen Gründen. Die Schlüsse, die *Mörsch* durch Verlängerung der *Bach*schen Linienzüge in Fig. 8 zieht, sind nicht berechtigt, weil die Verlängerung ganz willkürlich ist, und selbst wenn die Verlängerung der Kurven durch die Versuche annähernd begründet wären, was kaum anzunehmen ist, wäre es nicht statthaft, sie in Uebereinstimmung zu bringen mit den Ergebnissen aus Biegeversuchen, weil die Wirkungsweise nicht dieselbe ist, was ja auch *Mörsch* selbst zugibt. Die Werte, die *Mörsch* bei Bestimmung der Scherfestigkeit aus seinen Versuchen erhält, können im besten Falle nur als Näherungswerte gelten, und ihre Uebereinstimmung mit den von ihm gefundenen Zahlenwerten für die „Haftspannung“ kann nur ein Zufall sein. Ein Zusammenhang zwischen den Schubspannungen im Beton und der Haftkraft des Eisens am Beton besteht nicht, was sich aus neueren Versuchen zweifellos ergibt.

Die Schubfestigkeit des Betons wird sich bald bei ein und derselben Mischung nicht wesentlich ändern, wohl aber wird sich bei ein und derselben Mischung des Betons die Haftkraft je nach der Beschaffenheit der Armatur ändern.

Diese kurze Abschweifung vom eigentlichen Thema war notwendig, weil die *Mörsch*sche Berechnungsweise für die Haftspannungen und seine Versuchsergebnisse vielfach als Beweis für die große „Haftfestigkeit“ zwischen Beton und Eisen herangezogen wurden, und weil *Mörsch* selbst die *Bach*schen Versuche über den „Gleitwiderstand“ mit seinen Ergebnissen in Uebereinstimmung zu bringen trachtet.

Im Anhange an seine neueste Arbeit hat *Bach* Versuche mit dem einbetonierten *Thacher*-Eisen durchgeführt, um die Größe des Widerstandes beim Herausziehen aus dem Beton, sowie die Beurteilung der Wirkung des geknoteten Eisens zu bestimmen. Da *Bach* durch seine neuesten Versuche selbst auf die Bestimmung der Gleitwiderstände mit Hilfe von *Biegeproben* übergegangen ist, beschränke ich mich darauf diese vom Oktober 1905 stammenden Versuche zu erwähnen, weil sie eine Ergänzung der früheren Versuche über „Gleitwiderstände“ bilden.

Es ist wohl ohne weiteres einzusehen, daß ein Rundeisen mit rauher Oberfläche einen größeren Widerstand gegen das Herausziehen bieten wird als ein glattes Rundeisen, daß andererseits ein Eisen mit veränderlicher Form (in dem Fall des *Thacher*-Eisens wechseln Rundstab mit Flachstab ab) einen größeren Widerstand gegen das Herausziehen bieten wird als ein gewöhnliches Rundeisen. Ebenso selbstverständlich ist es, daß beim Herausziehen eines Eisens mit unebener Oberfläche ein Zersprengen des Betons stattfinden kann.

Aus diesen Gründen ist es nicht angezeigt, bei auf Biegung beanspruchten mit den beim Herausziehen erhaltenen Resultaten zu rechnen.

Vergleicht man nun die Ergebnisse der neueren Versuche *Bach*s mit den früheren, so wird man einsehen, daß nur „Biegeversuche“ geeignet sind, einiges Licht über die Frage des Zusammenwirkens von Beton und Eisen zu bieten, nur dürfen diese Versuche nicht derart ausgeführt werden, daß das Eisen an seiner Bewegung gehindert wird. Die „Biegeversuche“ von *Mörsch*, welche in erster Linie dazu bestimmt waren, die Rolle der Schub- und Scherfestigkeit des Betons und den Einfluß der Bügel festzustellen, wurden an Balken durchgeführt, deren Armierung am Ende hakenförmig umgebogen oder schon vorher abgebogen waren. Aus diesem Grunde sind auch die Schlüsse, die *Mörsch* aus seinen Versuchen für die Haftfähigkeit zieht, irrig, wie auch die Berechnungsmethode *Mörsch*s für die sog. Haftspannungen nur dann Wert hätte, wenn ein Zusammenhang zwischen Haftung und Schubfestigkeit des Betons bestünde.

Was ich in meiner Arbeit über „das Zusammenwirken von Beton und Eisen“ gesagt habe, erfährt durch die *Bach*schen Versuchs eine Betätigung in ganz einwandfreier Weise, weil es *Bach* mit den ausgezeichneten Mitteln der Stuttgarter Materialprüfungsanstalt möglich war, *die Bewegung des Eisen direkt zu messen.*

Ich habe den Ausdruck Haftfähigkeit angenommen, nicht um die irreführenden Bezeichnungen Adhäsion, Haftspannung und Haftfestigkeit durch einen neuen zu ersetzen, sondern um damit anzudeuten, daß es sich nicht um eine *Festigkeitszahl*, vielmehr um eine *Eigenschaft* handelt, die von verschiedenen Umständen abhängt. Die Bezeichnung „Gleitwiderstand“ weist wohl auch auf ein mechanisches Zusammenwirken der beiden Verbundkörper hin, aber hebt zu wenig hervor, daß es sich nur um die *Eigenschaft* des Zusammenwirkens zweier Materialien handelt, die man wohl zu beachten hat, die sich aber nicht in der Praxis durch bestimmte Festigkeitszahlen abtun läßt.

Bevor ich meine Schlußfolgerungen aus den Ergebnissen der *Bach*schen Versuchsresultate ziehe, will ich an der Hand der beistehenden tabellarischen Zusammenstellung die gerechneten Werte für die maximalen Spannungen für die in Fig. 1—5 ersichtlichen Versuchskörper anführen und hierzu einige Bemerkungen einflechten. Die Berechnung ist nach drei Verfahren durchgeführt, nach den deutschen Vorschriften, nach den Schweizer Vorschriften und nach einer Näherungsmethode, wie ich dies in meiner bereits erwähnten Arbeit getan habe. (Siehe daselbst den Gang der Berechnung.) Die Näherungsmethode nimmt die neutrale Achse in der Mitte an und erspart die umständliche Ermittlung der Lage der Nullinie, die nach den deutschen und Schweizer Vorschriften notwendig ist. Sie illustriert zugleich am besten, daß die in beide Vorschriften angegebenen Methoden auch nur Näherungsmethoden sind und ergibt nahezu immer Werte, die in der Mitte zwischen den nach den beiden letzteren gefundenen Werten liegen. Die Näherungsmethode könnte also als Mittelwert der beiden nach der deutschen und Schweizer Methode gerechneten Näherungswerte bezeichnet werden und hat auch vor diesen den großen Vorzug der Einfachheit.

Bach stützt sich bei seinen Berechnungen der maximalen Druck- und Schubspannungen im Beton, sowie der Zugspannungen im Eisen auf die amtlichen Bestimmungen für die Ausführungen von Konstruktionen aus Eisenbeton für Hochbauten die in der tabellarischen Zusammenstellung als deutsche Methode bezeichnet sind, bei welchen ebenbleibende Querschnitte nach der Durchbiegung genommen werden. Bei Annahme der Meßlänge macht *Bach* beachtenswerte Bemerkungen über das Ebenbleiben der Querschnitte (Seite 340, Fußnote 2). Er legt dar, daß nur auf einen bestimmten Teil der zwischen den Laststellen liegenden Strecke ein Ebenbleiben der Querschnitte möglich ist, und zwar so weit als die Querkräfte nicht direkt oder indirekt mitwirken. Dieser Umstand verdient besondere

Tabellarische Zusammenstellung der gerechneten maxim. Spannungswerte im Beton und Eisen bei den Versuchen von *Bach* (ohne Berücksichtigung des Eigengewichtes).

Balken nach Bauart Fig.	No.	Alter in Tagen	Bruchlast P in kg	Max. Querkraft P in kg 2	Max. Druckspannung im Beton σ_b kg/qcm D	S	N	Max. Zugspannung im Eisen σ_e kg/qcm D	S	N	Max. Schubspannung im Beton τ_0 kg/qcm D	S	N	Gleitwiderstand, gerechnet n. d. deutschen „Leitsätzen" τ_1 kg/qcm Eisenoberfläche D	S	N	Abstand d. Bruchquerschnittes vom Ende des Balkens C cm	Haftfähigkeit h kg/qcm Eisenoberfläche	Gleitwiderst. in kg/qcm a. d. ersten Versuch. *Bachs* über Gleitwiderst. ein beton. Eis. b. ein. Einbettungsläng. 1 □cm
1	1	53	4240	2120	30,6	20,6	20,7	878	967	952	2,9	3,2	3,1	11,0	12,2	11,8	Bei 1 u. 2 ist c nicht angegeben		20,3
	2	52	3750	1875	27,1	18,3	18,3	777	856	841	2,5	2,8	2,7	9,5	10,7	10,3			
	4	174	5290	2645	38,2	25,7	25,8	1098	1212	1188	3,6	4,0	3,9	13,8	15,3	14,9	45	15,2	
	10	190	5500	2750	39,6	26,7	26,8	1136	1353	1230	3,7	4,0	4,0	14,2	15,3	15,3	57	12,4	
	11	190	5750	2875	41,4	27,8	28,0	1185	1312	1290	3,9	4,3	4,2	14,9	16,4	16,0	51	14,4	
	15	191	6500	3250	46,8	31,6	31,8	1348	1490	1462	4,4	4,9	4,8	16,8	18,8	19,4	52	16,1	
2	5	53	7500	3750	54,0	36,4	36,6	1550	1713	1682	5,1	5,6	5,5	19,5	21,5	21,5			20,3
	8	50	6500	3250	46,8	31,6	31,8	1346	1488	1460	4,4	4,8	4,8	16,8	18,4	18,4			
	9	189	9000	4500	64,7	43,7	44,0	1865	2060	2020	6,1	6,6	6,6	23,3	25,6	25,3	59	19,6	
	16	192	9000	4500	64,7	43,7	44,0	1865	2060	2020	6,1	6,6	6,6	23,3	25,6	25,3	45,5	25,5	
	17	191	8750	4375	61,7	42,4	42,8	1810	2000	1970	5,9	6,4	6,4	22,5	24,8	24,5	43	26,2	
	19	193	8500	4250	61,2	41,3	41,6	1760	1940	1915	5,8	6,2	6,2	22,2	23,7	23,7	46,5	23,5	
3	3	190	6000	3000	69,1	45,20	43,1	2330	2600	2560	5,9	6,6	6,5	20,8	23,3	22,9	44,5	23,5	17,3
	6	189	5750	2875	66,2	43,10	41,4	2230	2480	2440	5,7	6,4	6,2	20,2	22,6	21,9	56	17,9	
	12	191	6500	3250	74,4	49,0	46,8	2525	2824	2780	6,4	7,1	7,0	22,6	25,1	24,7	38	30,0	
4	7	192	6000	3000	75,7	59,0	60,0	1655	1826	1780	8,4	9,3	9,0	18,2	20,1	19,4	42,5	21,8	19
	13	192	5650	2825	71,3	55,5	56,6	1560	1738	1670	7,9	8,7	8,5	17,1	18,8	18,4	45	19,4	
	14	192	7250	3625	71,3	71,4	72,5	2000	2230	2140	10,1	11,2	10,9	21,8	24,2	23,6	37	30,2	
5	20	189	8500	4250	52,7	41,1	42,1	1120	1214	1182	6,0	6,3	6,2	18,0	18,8	18,6	44	20,3	23,4
	22	190	11000	5500	68,2	53,1	54,2	1448	1572	1528	7,8	8,4	8,2	23,3	25,1	24,5	56,5	20,5	
	24	189	10000	5000	62,0	48,2	49,6	1316	1426	1390	7,1	7,6	7,4	21,3	22,7	22,1	48	21,7	

D gerechnet nach den deutschen „Leitsätzen". *S* gerechnet nach der sogenannten Schweizer Methode. *N* gerechnet nach der Näherungsmethode.

Beachtung im Versuchswesen, aber andererseits darf man bei der Berechnung der armierten Betonkonstruktionen nicht vergessen, daß der Fall des gleichbleibenden Momentes auf eine längere Strecke nie vorkommt, und in diesem Falle müssen die Versuchsergebnisse *Schüles*, welche auf das Nichtebenbleiben der Querschnitte hinweisen, besondere Berücksichtigung finden.

Den Gleitwiderstand rechnet *Bach* einerseits nach den ministeriellen Bestimmungen, andererseits erwähnt er auch den von mir bereits eingehaltenen Weg der Berechnung der Haftung aus der Zugkraft des Eisens. Hierzu will ich bemerken, daß meine Berechnung für die Haftfähigkeit, die auch in der Tabelle eingetragen ist, nichts anderes als eine Handhabe zum Vergleiche bieten soll. Es soll nicht ein neuer Berechnungsvorgang sein, denn dieser ist, soweit er sich auf die Haftfähigkeit bezieht, nicht notwendig, was ich noch später auseinandersetzen will.

Schließlich sind in der letzten Reihe der Tabelle die Werte für den Gleitwiderstand eingetragen, wie sie *Bach*

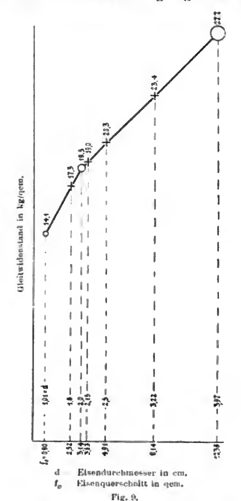


Fig. 9.

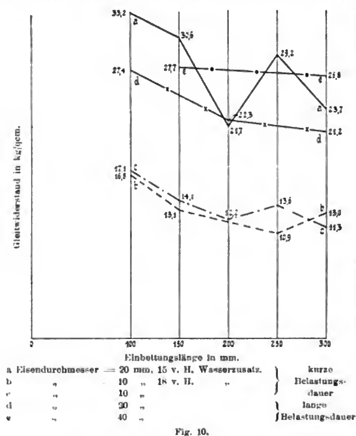
aus seinen ersten Versuchen gefunden hat. Die Werte sind aus der in Fig. 9 ersichtlichen Kurve durch Interpolation gefunden worden.

Von den berechneten maximalen Spannungen in der tabellarischen Zusammenstellung kann man nur σ_b die Druckspannungen im Beton, σ_e die Zugspannung im Eisen, und τ_0 die Schubspannung im Beton, als annähernd richtig betrachten. Die dazu gehörenden Werte sind eher größer als die wirklichen Spannungen. Diese Werte zeigen, daß bei keinem Versuchsbalken die für das Eisen und den Beton ermittelten Festigkeitswerte überschritten wurden, so daß der Bruch nur durch die Ueberwindung der Haftung des Eisens am Beton herbeigeführt wurde, wie Bach bei seinen Zusammenstellungen jedesmal hervorhebt.

Die Berechnung der Gleitwiderstände nach den deut-

schen Leitsätzen, die *Bach* auch heranzieht, deckt sich mit der *Mörsch*schen Berechnung für die von ihm genannten Haftspannungen. Sie gilt unter der Voraussetzung, daß zwischen Beton und Eisen eine Adhäsion besteht. *Bach* dürfte diese Berechnungsweise nur aufgenommen haben, weil sie in den ministeriellen Vorschriften enthalten ist, trotzdem er, wie ich glaube annehmen zu dürfen, auch nur an ein mechanisches Nebeneinanderwirken der beiden Stoffe glaubt.

In der letzten Rubrik der tabellarischen Zusammenstellung befinden sich die Zahlenwerte, die *Bach* aus seinen ersten Versuchen durch Herausziehen oder -drücken des



a Eisendurchmesser = 20 mm, 15 v. H. Wasserzusatz, } kurze
b „ 10 „ 18 v. H. „ } Belastungs-
c „ 10 „ } dauer
d „ 20 „ } lange
e „ 40 „ } Belastungsdauer

Fig. 10.

Eisens aus dem Beton für eine Einbettungslänge $l = 15$ gefunden hat. Fig. 10 enthält die Ergebnisse der ersten *Bach*schen Versuche, welche die Abhängigkeit des Gleitwiderstandes von der Einbettungslänge darstellen. Eine Regelmäßigkeit in den Linienzügen besteht nicht.

Die daraus sich ergebende Schlußfolgerung, der Gleitwiderstand nehme mit zunehmender Einbettungslänge ab, kann daher nur bis zu einem gewissen Grade gelten. Die Kurve *a* steigt und fällt ganz unregelmäßig, ebenso die Kurven *b* und *c*; die Kurve *d* ändert sich vom $l = 20$ cm angefangen kaum nennenswert, ebenso die Kurve *e* für 40 mm starkes Rundeisen, doch ließe sich ja dieser Punkt durch Versuche klären. Jedenfalls scheint der Gleitwiderstand mit zunehmender Einbettungslänge abzunehmen, wenn auch nur sehr wenig.

Bei der Berechnung des Gleitwiderstandes nach den ministeriellen Vorschriften, kommt eine Berücksichtigung der Einbettungslänge gar nicht vor. Es ist daher nur ein ungefährer Vergleich zwischen diesen Werten möglich, der aber ganz zweifellos ergibt, daß die durch Herausziehen oder -drücken des Eisens aus dem Beton sich ergebenden Zahlenwerte für den Gleitwiderstand gar keine Uebereinstimmung mit den nach den ministeriellen Vorschriften gerechneten Zahlenwerten ergibt. Der Vergleich fällt noch schlechter aus, wenn man die in der letzten Spalte befindlichen Werte für eine größere Einbettungslänge als $l = 15$ heranzieht, da diese Werte ja noch kleiner wären. Daraus ergibt sich die wichtige Folgerung, daß nur Biegeversuche richtige Aufschlüsse über das Zusammenwirken von Beton und Eisen geben können, und daß man nicht berechtigt ist, die aus Herausreißversuchen gefundenen Zahlenwerte auf Konstruktionsteile zu übertragen, die auf Biegung beansprucht sind.

Berechnet man die Haftfestigkeit, wie ich sie genannt habe, aus der an der Bruchstelle wirkenden Zugkraft am Eisen, so wird man finden, daß die daraus sich ergebenden Werte keinerlei Gesetzmäßigkeit zeigen; dies liegt in der Verschiedenheit der Oberfläche der zur Verwendung kommenden Eisen. Eine Uebereinstimmung mit den direkten Versuchen ist von vornherein ausgeschlossen.

Die Balken nach Bauart Fig. 1 und 2 ergeben ganz bedeutende Unterschiede in den Bruchlasten und folglich auch in den maximalen Spannungswerten, weil die Armierung in dem einen Falle glatt abgerieben war, in dem anderen Falle die Walzhaut besaß. Die durch die Walzhaut erzeugte rauhe Oberfläche hat eine Erhöhung der Bruchlasten und der Spannungen zur Folge; dies ist auch der Grund für die Verwendung von Eisen mit Unebenheiten, wie sie in Amerika schon seit langer Zeit durch die Anwendung der gezahnten *Johnson*-Eisen und der geknoteten *Thacher*-Eisen zum Ausdruck kommt.

Die Ergebnisse der Versuche mit Balken Fig. 1 und 2 könnten auch direkt als Beweis dafür gelten, daß nur ein mechanisches Nebeneinanderwirken von Beton und Eisen stattfindet.

Die *Bach*schen Versuchsergebnisse für die Gleitwiderstände bieten in allem die Bestätigung dessen, was ich in meiner Abhandlung über das Zusammenwirken von Beton und Eisen gesagt habe.

1. Nur Biegeversuche können Aufschluß über das Zusammenwirken beider Körper am Bauwerk geben.

2. Ein Zusammenhang zwischen der Schubfestigkeit des Betons und der Haftfähigkeit des Eisens findet nicht statt, die Schubfestigkeit des Betons ändert sich mit der Mischung, nicht aber auch die Haftfähigkeit des Eisens. Die *Bach*schen Versuchsresultate haben meine Resultate bestätigt, daß der Bruch durch Ueberwindung der Haftung des Eisens an Beton an denjenigen Rißstellen herbeigeführt wurde, welche aus der Ueberwindung der Zugfestigkeit des Betons entstanden sind. Aus diesem Grunde wird die Zugfestigkeit des Betons indirekt eine Erhöhung der Haftkraft zur Folge haben.

3. Die Berechnung der Haftung aus der Schubfestigkeit ist nicht berechtigt. Durch eine entsprechende Verankerung mit dem Druckgurt wird ein längeres Zusammenwirken von Beton und Eisen ermöglicht werden. Die Angabe von bestimmten Zahlenwerten für die Haftkraft hat keine Berechtigung, denn diese ändern sich durch verschiedene Umstände.

Bei armierten Betonkonstruktionen wird man die Zug-, Druck-, Schub- und Scherfestigkeit des Betons einerseits, die Zugfestigkeit des Eisens andererseits zu berücksichtigen haben, um die nötige Tragsicherheit zu erzielen. Beim Zusammenarbeiten von Beton und Eisen ist für eine gute mechanische Verbindung der beiden Stoffe Sorge zu tragen, diese wird durch Verankerung und durch Unebenheiten erzielt. Beachtet man alle diese Umstände, so wird man auf die Festlegung von bestimmten Zahlenwerten für „Adhäsion", „Haftspannung" oder „Haftfestigkeit", wie man sie nennt, verzichten können.

Aus der Praxis.

Wirbelstrom-Ueberhitzer von H. Kopplin-Dresden.

Dieser durch Patent geschützte Dampfüberhitzer besteht aus mehreren natlosen U-förmig gebogenen Stahlrohren, die in geschweißte Sammelkammern eingewalzt sind. In diesen Rohren stecken schraubenflächenartig gewundene Querstege, die an einem Längsstreifen in gleichen Abständen strahlenförmig angeordnet sind und mit der Rohrwand in wärmeleitender Verbindung stehen. Der Zweck dieser Einrichtung ist der, das Wasser, welches im Dampf mitgerissen wird, mit der heißen Rohrwand in Berührung zu bringen und dadurch zu verdampfen. Es ist ja genug bekannt, daß wegen der schlechten Wärmeleitungsfähigkeit von überhitztem Dampf im Kern des Dampfstromes noch Wassertröpfchen vorhanden sein können, auch bei hoher Ueberhitzung. Diese Tröpfchen werden an den eingebauten Querstegen anprallen, an die Rohrwand geschleudert und dort verdampfen. Durch den regen Wärmeaustausch, der dadurch entsteht, werden die heißen Rohre wirksam gekühlt, ihre Lebensdauer verlängert. Man erreicht mit diesen Rohren eine höhere Ueberhitzung oder erhält für gleiche Ueberhitzung eine kleinere Ueberhitzerheizfläche; die Blecheinsätze erhöhen das Gesamtgewicht nur unwesentlich.

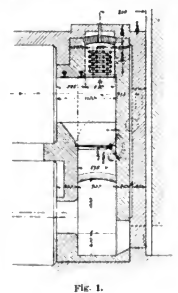


Fig. 1.

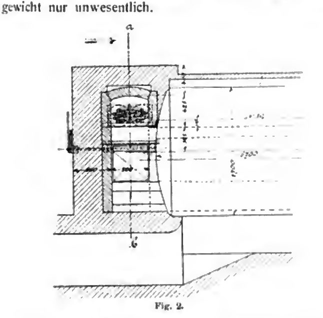


Fig. 2.

Zur Prüfung der Wirksamkeit der *Kopplin*schen Ueberhitzerrohre wurde ein 1,5 m langes Rohr von 33 mm Durchm. von außen geheizt und die Temperaturzunahme der Luft, welche durch einen Ventilator durch das Rohr gedrückt wurde, bestimmt. Die Messung wurde einmal mit, ein andermal ohne den *Kopplin*schen Einsatz bei gleicher durchtretender Luftmenge ausgeführt und ergab im ersten Falle eine Temperaturzunahme von 265°, im letzten von 163°, somit eine Wärmeübertragung, die infolge der energischen Durchwirbelung der Luft durch die Einsätze um mehr als 60 v. H. höher war als beim glatten Rohr.

Zur Erprobung des neuen Ueberhitzers im Betriebe wurde derselbe in einen vorhandenen Rauchröhrenkessel von 144 qm Heizfläche eingebaut. Der Versuchsüberhitzer hatte im Ganzen 4,68 qm äußere Heizfläche. Ein Teil der Heizfläche lag so nahe am Mauerwerk, daß sie nur unvollständig mit den Heizgasen in Berührung kam. Nach dem Herausnehmen des Ueberhitzers zeigte der an das Mauerwerk grenzende Teil starken Rußbelag, während der übrige Teil (etwa 3,3 qm) blanke Flächen zeigte. Das i. d. Stunde verdampfte Wasser betrug 942 kg, die obere Heizgastemperatur 583°, die untere 386°. Die erreichte Dampftemperatur betrug bei einem Kesseldrucke von 10,6 kg/qcm 246°, die Ueberhitzung demnach 64° entsprechend einer Wärmeaufnahme im Ueberhitzer von 30,7 Wärmeeinheiten f. 1 kg Dampf. Im ganzen wurden vom Ueberhitzer 28900 WE in der Stunde aufgenommen, also 6180 WE f. 1 qm Heizfläche bezw. 8690 WE, wenn nur der von den Heizgasen wirklich bestrichene Teil der Ueberhitzerheizfläche in Rechnung gestellt wird. Die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Heizgasen und Ueberhitzer betrug 270°, somit der Wärmeübergang f. 1 qm und 1° Temperaturdifferenz 23 bezw. 32, ein Wert, der fast das Doppelte des für glatte Rohre gefundenen beträgt.

Fig. 1 zeigt den Einbau eines *Kopplin*-Ueberhitzers von 10 qm Heizfläche in einen kombinierten *Cornwall*-Röhrenkessel von 125 qm Heizfläche. Der Ueberhitzer liegt mit seinen Rohrschlangen wagerecht; 4 qm der Ueberhitzerheizfläche werden durch glatte Rohre gebildet; der übrige Teil besitzt die Blecheinsätze. Es wird durchschnittlich eine Dampftemperatur von 300° erreicht. Der Ueberhitzer, der seit Oktober 1905 in Betrieb ist, beanspruchte für seinen Einbau keine Erhöhung des Kessels und vergrößerte die Wärmeausstrahlungsfläche des Kesselmauerwerks nicht. Fig. 2 und 3 veranschaulichen den Einbau eines Ueberhitzers von 4,5 qm Heizfläche in einen Zweiflammrohrkessel von 40 qm Heizfläche. Die erreichte Dampftemperatur betrug etwa 350°. Durch die stehend angeordneten Klappen wird der Ueberhitzer aus dem Heizgasstrom ausgeschaltet. M.

Schnitt a—b.

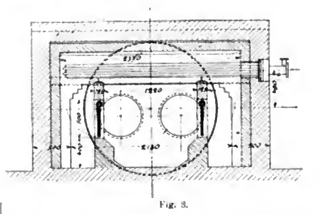


Fig. 3.

Kleinere Mitteilungen.

Die 14. Hauptversammlung der Bunsengesellschaft.

Die *Deutsche Bunsengesellschaft* für angewandte physikalische Chemie hielt ihre diesjährige Hauptversammlung vom 9.—12. Mai in *Hamburg* ab. Aus den geschäftlichen Verhandlungen ist bemerkenswert, daß Geh. Reg.-Rat von *Böttinger* (Elberfeld) eine goldene *Bunsenmedaille* gestiftet hat, die alle zwei Jahre von dem Vorstande der *Bunsengesellschaft* verliehen werden soll, das erste Mal 1908.

Die wissenschaftlichen Verhandlungen begannen mit einer Reihe von Vorträgen über Radioaktivität, aus denen besonders der treffliche Vortrag von *W. Marckwald* (Berlin) über das chemische Verhalten der radioaktiven Substanzen hervorzuheben ist. Von den zahlreichen in den letzten Jahren entdeckten radioaktiven Stoffen ist einzig *Radium* genauer bekannt, dessen weitere Erforschung dadurch gehemmt wird, daß die österreichische Regierung die Ausfuhr ihrer Joachimstaler Uranpecherze seit drei Jahre sperrt. Nachdem die österreichische Regierung s. Z. dem Ehepaare *Cury* unentgeltlich große Mengen dieses unersetzlichen Ausgangsmaterials zur Verfügung gestellt hat, will sie nun die zweite Hälfte ihres Schatzes unter Leitung der Wiener Akademie auf Radium verarbeiten lassen; man hat die zu erwartende Ausbeute auf 2 gr Radium berechnet. *Nernst* regt an, die österreichische Regierung möge eine Anstalt für Radiumforschung gründen und dort auch fremden Forschern Arbeitsplätze einräumen.

Das zweite radioaktive Element, *Polonium*, ist so selten, daß es, trotz seiner leichteren Gewinnung, noch nicht genau bekannt ist. *Marckwald* gewann aus 5000 kg Uranrückständen nur 3 Milligramm Poloniumsalz. *Aktinium*, ein Begleiter des *Lanthans*, ist noch nicht ganz von diesem getrennt worden. Die merkwürdigen, gasförmigen Absonderungen der radioaktiven Stoffe, die Emanationen, zeigen sich ebenso wie die Edelgase, chemisch untätig und können nur durch die Verschiedenheit ihrer Strahlung unterschieden werden.

Die überraschende Entdeckung von *Ramsay*, daß aus Radiumemanation das Edelgas Helium entsteht, also ein chemisches Element sich in ein anderes umwandelt, ist von *Himstedt* & *Meyer* (Freiburg i. B.) möglichst scharfen Proben unterworfen und bestätigt worden.

Eine praktisch vielleicht sehr wichtige Frage berührte der Vortrag von *Henrich* über die *Radioaktivität* der Quellwässer. Auf diese Radioaktivität, die sich in Berührung mit der Luft verliert, wird neuerdings der oft behauptete, ebenso oft bestrittene Unterschied zwischen der Heilwirkung eines Wassers am Kurorte selbst und nach dem Versand in Flaschen zurückgeführt. Gemessen wird die Aktivität in einem handlichen „*Fontaktoskop*" von *Günther* & *Tegetmeyer* in Braunschweig, indem man eine abgemessene Menge des Wasser mit Luft schüttelt und deren elektrische Leitfähigkeit durch die Entladungsgeschwindigkeit eines Elektroskopes mißt. Am stärksten aktiv zeigte sich eine Quelle auf *Ischia*. Die Aktivität schwankt bei eng benachbarten Quellen trotz ähnlicher Zusammensetzung außerordentlich; auch ein und dieselbe Quelle zeigt große Schwankungen, ist z. B. nach längerem Regen viel schwächer. Sinterungen sind stärker radioaktiv als ihre Umgebung; man hat aus ihnen schon selbstleuchtende Radiumpräparate gewonnen. Die kühleren Quellen sind stärker aktiv als die heißen.

Im Anschluß an diese Erörterungen berichtete *Landolt* (Berlin), daß er jetzt Aufklärung über die merkwürdigen Gewichtsverluste gefunden hat, die er bei chemischen Umsetzungen in zugeschmolzenen Gefäßen bemerkte. Durch die Reaktionswärme wird das Gefäß ausgedehnt; diese Ausdehnung, welche wegen des vermehrten Auftriebes einen Gewichtsverlust vortäuscht, verschwindet nicht nach Stunden, wie früher angenommen wurde, sondern erst nach Wochen. Das Gesetz von der Unveränderlichkeit der Masse bei chemischen Umwandlungen hat damit die peinlichste Probe bestanden.

Von weiteren Vorträgen sei noch der von *Th. W. Richards* über die *Zusammendrückbarkeit* der chemischen Elemente erwähnt. Er teilt folgende Zusammenstellung mit, in der die Zusammendrückbarkeit mit 10^6 multipliziert ist:

Element		Element	
Lithium	9	Zink	1,5
Kohlenstoff	0,5	Arsen	4
Natrium	15	Selen	12
Magnesium	3	Brom	52
Aluminium	1	Rubidium	40
Silicium	0,2	Molybdän	0,3
Phosphor	9	Palladium	0,4
Schwefel	12	Silber	8
Chlor (flüssig)	100	Kadmium	2
Kalium	31	Zinn	1,6
Calcium	5	Jod	13
Chrom	0,7	Caesium	60
Mangan	0,7	Platin	0,2
Eisen	0,4	Gold	0,2
Nickel	0,3	Quecksilber	3,7
Kupfer	0,5		

Die Zusammendrückbarkeit ist eine periodische Funktion des Atomgewichtes. *Arndt.*

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Fernthermometer. (*Hilpert.*) Die Messung beruht auf der Widerstandsänderung eines reinen Nickeldrahtes, der mit einer Stromquelle in den Stromkreis eines Galvanometers geschaltet ist. An die Klemmen dieses Galvanometers ist ferner ein aus einem konstanten Widerstand und einer weiteren Stromquelle gebildeter zweiter Stromkreis angeschlossen. Der Strombedarf der Meßvorrichtung beträgt 0,04 Amp. Um etwaige Veränderungen in der Spannung der Stromquellen auszugleichen, sind ebenso wie zur genauen Einstellung des Zeigers auf der in Celsiusgraden geteilten Skala kleine Nachstellvorrichtungen angebracht. Bei dem Erweiterungsbau des Kriminalgerichtes Berlin Alt-Moabit sind derartige Thermometer zur Ueberwachung der Heizung und Lüftung verwendet und zwar können dort an einem Galvanometer in dem Heizraum mittels eines Umschalters nacheinander eine größere Anzahl von Meßwiderständen angeschlossen und so die Temperaturen mehrerer Räume gemessen werden. Ferner sind Apparate auf den Lokomotiven der Berliner Stadtbahn zur Messung der Dampftemperaturen im Gebrauch. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907. S. 127—128.) *Pr.*

Phasenmesser für Wechselströme. (*Lori.*) Das Meßverfahren beruht auf der Verwendung eines Instrumentes, das die Phasengleichheit zweier Ströme gleicher Frequenz erkennen läßt. Das wesentlichste Element des Apparates ist eine in besonderer Weise beweglich zwischen zwei Elektromagneten angebrachte Spule. Letztere ist an dem Ende einer Blattfeder befestigt, die an ihrem anderen Ende in einer Säule festgelagert ist, deren freie Länge jedoch durch Verschieben einer die Feder gabelförmig umfassenden Säule geändert werden kann. Letzteres hat den Zweck, den Apparat für die Frequenz des jeweilig untersuchten Stromes einstellen zu können, indem die Schwingungslänge der Feder entsprechend bemessen wird. Bei Uebereinstimmung beider Größen hat der Verfasser mit einer Stromstärke von 1 Milliampere Schwingungsweiten von 1 cm erhalten. Eine an der Spule befestigte Nadel bestreicht mit geringem Druck eine Walze aus Isoliermaterial, in deren Oberfläche ein Silberring so eingelassen ist, daß die Nadel in der Ruhlage dauernd und bei jeder vollen Schwingung zwei mal Kontakt macht. Zur Messung wird durch eine derartige Spulenanordnung der zu untersuchende Strom, durch eine zweite ein Vergleichsstrom geschickt, dessen Phase durch Einschaltung bekannter Widerstande und Kapazitäten eingestellt werden kann. Stimmt die Phase und die Frequenz mit dem zu untersuchenden Strom überein, so ist in einem Telephon, in dessen Stromkreis die beiden Nadelkontakte hintereinander eingeschaltet sind, ein Ton zu hören. (The Electrician 1906/1907, S. 809.)
Pr.

Wechselstrom-Voltmeter. (*Paul.*) Der feststehende Teil wird aus zwei Uförmigen Metallrinnen gebildet, deren Wände je einen zylindrischen Raum begrenzen. In diesen Zwischenräumen schwingen die gleichfalls zylindrisch gekrümmten Teile des beweglichen Systems, das mittels eines Phosphorbronzedrahtes an einem mit Hilfe einer Tangentialschraube drehbaren Torsionskopf aufgehängt ist. Das Meßsystem und der Spiegel sind durch Messingrohre und mittels einer weiteren Hülse, durch die die Klemmen des Instrumentes mit Luftisolation hindurch geführt sind, noch einmal die gesamte Anordnung gegen äußere elektrostatische Einflüsse geschützt. Durch Befestigung eines Windflügels an dem Spiegel kann eine gute Dämpfung erzielt werden. Der feste Teil ruht auf Glasstützen.

Der Maßstab der Ablesungen ist proportional dem Quadrate der dem Instrument zugeführten Spannungen. Der Meßbereich beträgt 1 bis 7, 4 bis 30 und 8 bis 60 Volt. Mit Hilfe nicht induktiver Meßwiderstände können ferner kleine Wechselströme beliebiger Frequenz gemessen werden. (The Electrical Review London 1907, S. 375—376.)
Pr.

Registrierende Wattmeter. (*Willis & Imlay.*) Bei dem neuen Instrument wirken zwei nebeneinander angeordnete Induktionswattmeter auf Flügel, die an einer den Zeiger tragenden Scheibe sitzen. Der mit Schreibstift versehene Zeiger spielt über einem durch ein Uhrwerk bewegten Papierstreifen und wird in bestimmten Zwischenräumen an das Papier angedrückt. Das Instrument genügt, wenn keine plötzlichen starken Schwankungen vorkommen. Ist letzteres der Fall, so wird mit Vorteil eine Abänderung dieses Instruments verwendet, bei dem die Wattmeter den Zeiger mittelbar bewegen. Hierzu ist letzterer auf einer Spindel gelagert, deren Drehung durch eine an ihrem Ende befestigte Scheibe bewirkt wird, indem die Scheibe an die eine oder die andere zweier rechtwinklig dazu mit gleichförmiger Geschwindigkeit umlaufenden Scheiben durch Elektromagneten angepreßt wird. Der Erregerstrom dieser Elektromagnete wird durch die Bewegung der Scheiben der Induktionswattmeter angestellt. (Electrical World 1907, S. 334 bis 335.)
Pr.

Eisenbeton.

Eisenbeton-Kohlenkai. Im Wechsel von Ebbe und Flut ist der Eisenbetonbau dem Holzbau vorzuziehen. Außer den bekannten Vorzügen ist hervorzuheben, daß der Eisenbeton von dem Bohrwurm nicht angegriffen wird. Da die Eisenbetonbauten nur geringen Materialaufwand erfordern, so sind sie auch verhältnismäßig billig. Der Kohlenkai in Rochester ist in Eisenbeton ausgeführt und in Hufeisenform angelegt. Die lange Seite ist 340 Fuß lang und 32 Fuß breit, die beiden Seitenflügel sind 180 bezw. 100 Fuß lang. Die Gründung des Kais besteht aus 200 Eisenbetonpfählen, in jedem Teil in drei Reihen angeordnet. Sie sind 40—60 Fuß lang und 25—40 Fuß in den Boden eingerammt. Der Querschnitt ist 14—20 Zoll im Quadrat breit. Jeder Pfahl hat vier Rundeiseneinlagen mit zahlreichen Querverbindungen. Die Pfahlspitzen sind mit einem Stahlschuh versehen. Die Pfähle wurden in Holzformen gestampft und nach genügender Erhärtung eingerammt. Der ganze Pfahlrost erhielt über den niedrigsten und höchsten Wasserstand je einen steifen wagerechten Verband aus Längs- und Querbalken. In den Endfeldern wurden noch wagerechte und senkrechte Diagonalen eingebaut, außerdem wurden noch je drei hintereinander stehende Pfähle durch ein senkrechtes Diagonalkreuz verbunden. Durch diesen Verband ist über und zwischen sämtlichen Pfählen ein steifer Rahmen geschaffen, so daß die ganze Konstruktion imstande ist, die Stoßwirkung von Schiffen mit Sicherheit aufzunehmen.

Sämtliche Balken sind in bekannter Weise durch Einlagen von Rundeisen an der Ober- und Unterkante armiert. Durch Anordnung von Bügeln, durch Auf- und Abbiegen der Eisen, durch gegenseitiges Uebergreifen derselben in die benachbarten Balken und Pfähle ist die Verbundwirkung und die Aufnahme von Einspannungsmomenten gesichert.

Die Querbalken, welche je drei hintereinander stehende Pfahlköpfe verbinden, bilden zugleich mit der über dieselben weglaufenden Deckenplatte eine Plattenbalkenkonstruktion, die außerdem noch durch kleine sekundäre Balken parallel zu den Pfahlreihen verstärkt ist.

Die Entfernung der Querbalken beträgt etwa 10 Fuß, diejenige der sekundären Balken etwa 5 Fuß. Die Querbalken sind 2 Fuß hoch, 1½ Fuß breit, die Deckenplatte ist 6 Zoll stark.

Die ganze Kaianlage ist auf der Wasserseite mit dicht nebeneinander eingerammten Eisenbetondielen wasserdicht verschalt. Dieselben reichen von dem unteren Rahmen bis weit in den gewachsenen Boden hinein und haben eine Länge von 33 Fuß.

Die Landseite hat eine 10 Fuß hohe Verkleidung, bestehend aus einer Eisenbetonplatte, unmittelbar unter der Decke der Kaianlage erhalten.

Die Deckenplatte trägt die Fahrbahn. Die in Schotter verlegten Holzlangschwellen liegen über den oben genannten sekundären Deckenbalken und tragen die Schienen für die Eisenbahn- und Krangleise.

Auf der Landseite ist in Höhe der Fahrbahn ein Fußsteig von etwa 5 Fuß Breite ausgekragt. (Engineering 1906, S. 59 bis 61.)
Dr.-Ing. *Weiske.*

Einsturz eines Eisenbetonschornsteines. In Peoria (Illinois U. St.) ist ein 223 Fuß hoher Schornstein aus Eisenbeton infolge mangelhafter Stampfarbeit eingestürzt. Der Schornstein hatte einen Durchmesser von 3,35 m im Lichten und war im unteren Teile 28 m hoch. In diesem Teile bestand er aus zwei Ringen. Der äußere Ring war 203 mm, der innere Ring 102 mm dick. Zwischen beiden befand sich eine Luftschicht von 102 mm Dicke. Der obere Teil war nur als ein Ring von 152 mm Stärke mit demselben inneren Durchmesser ausgeführt, so daß sich der äußere Durchmesser im oberen Teil verjüngte. Der kegelförmige Uebergang zwischen beiden Teilen hatte eine Höhe von 0,91 m. In diesem Teil knickte der Schornstein um. Die Armierung an der Bruchstelle bestand aus 16 auf dem Umfang verteilten Eisenstangen, welche durch wagerechte Eisenringe verbunden waren. Nach dem Urteil der New York Eng. News ist die Konstruktion und das Material

nicht zu bemängeln. Die Schuld liegt an der sorglosen Art der Betonbereitung. Der Beton war so trocken, daß er an den eingebetteten Stäben nicht genügend haftete. Das Betonieren des Schaftes geschah schichtweise. Jede Schicht hatte eine Höhe von 914 mm und es wurden in jeder Schicht 18 Karren Sand und 18 Sack Zement zu 54 Kubikfuß Beton verarbeitet. An einem Tage wurden sechs Schichten hergestellt.

Die Mischung des Betons geschah von Hand; das Material wurde zweimal trocken und zweimal naß umgeschaufelt. Bei der Herstellung des konischen Ueberganges hatten die Arbeiter Schwierigkeiten und Zeitverlust und gingen bei der Herstellung der Mischung nicht mit der nötigen Sorgfalt vor. Die Prüfung der Probekörper aus ein Teil Zement und drei Teilen Sand ergab eine ausreichende Festigkeit. Der Einsturz ist daher nur auf schlechte Ausführung und Aufsicht zurückzuführen. (Engineering 1906, Bd. II, S. 700.) Dr.-Ing. *Weiske.*

Elektrotechnik.

Aufstellung und Behandlung von Akkumulatoren. (*Goetze.*) Der Raum, in dem eine Akkumulatorenbatterie aufgestellt werden soll, muß gut zugänglich, geräumig, trocken, hell und luftig sein. Die einzelnen Elemente müssen übersichtlich angeordnet sein; zwischen den Reihen sind breite Gänge vorzusehen, so daß im Notfall ein Element herausgehoben und durch den Gang befördert werden kann. Mehr als zwei Reihen wird man *übereinander* nicht anbringen, da eine dritte Reihe schon zu schwer zugänglich wäre. Die Höhe des Raumes soll mindestens 2 m betragen, bei zwei Reihen übereinander 2,20 m, z. B. braucht eine Batterie für 110 Volt Spannung, die in drei Stunden 270 Amperestunden liefert, einen Raum von 5,2 m Länge, 1,8 m Breite und 2,5 m Höhe, also 23,4 cbm bei 9,36 qm Bodenfläche. Für 220 Volt wird eine Batterie von gleicher Kapazität mehr als doppelt so viel Raum brauchen, nämlich $5{,}2 \times 5{,}4 \times 2{,}0 = 56{,}16$ cbm bei 28,8 qm Bodenfläche.

Die beste *Lüftung* des Sammlerraums wird dadurch erzielt, daß man zwei Ventilatoren einbaut, von denen der eine dicht über dem Fußboden angebracht ist und aus einem Nachbarraum reine Luft ansaugt, während der andere an der gegenüberliegenden Wand in der Nähe der Decke sitzt und die Luft ins Freie hinaustreibt. Besondere Vorsicht ist bei der Lüftung solcher Räume erforderlich, die in Spiritusbrennereien oder ähnlichen Anlagen liegen, die *Alkoholdämpfe* entwickeln. Solche Dünste sind dem Akkumulator schädlich, weil sie durch den elektrischen Strom zu Essigsäure umgewandelt werden und dann die positiven Platten sehr stark angreifen.

Zu hohe wie zu tiefe *Temperatur* ist für die Akkumulatoren ungünstig, am besten ist die gewöhnliche Zimmertemperatur.

Damit durch die Fensteröffnung kein *Staub* oder Schmutz eindringt, wird ein feinmaschiges verbleites Eisendrahtnetz eingesetzt.

Der *Fußboden* muß sehr sorgfältig hergestellt werden, damit unter dem gewaltigen Gewicht der Bleisammler keine Senkungen eintreten, die zum Verbiegen von Plattensätzen und zum Springen von Glasgefäßen führen könnten. Ferner muß der Boden *säurefest* sein. Empfehlenswert ist *reiner* Trinidadasphalt, der mit *reinem* Quarzsand von 3 bis 4 mm Korngröße im genauen Verhältnis 1 : 3,5 gemischt wird. Am besten ist es, vorher eine Probe des Asphalts in Schwefelsäure (spez. Gewicht 1,23) zu legen; nach einer Woche nimmt man die Probe heraus und zerbricht sie; bleiben die Bruchflächen aneinander kleben, so ist der Asphalt nicht säurefest. Als Untergrund wird Beton, Zementbeton, Ziegelsteinrollschicht bezw. Flachschichtpflaster angewandt. Die Asphaltschicht soll 26 bis 30 mm dick sein. 1 qm Asphaltbelag erfordert etwa 16 kg Asphalt und 56 kg Quarzsand, der keine von Schwefelsäure zersetzbaren Beimengungen enthalten darf.

Die *Wände* und die Decke werden mit säurefestem, alkoholfreiem Emaillelack gestrichen. Den gleichen Anstrich erhalten Zellenschalterleitungen und Gruppenverbindungen. Sind in dem Raume eiserne Träger und Rohrleitungen nicht zu vermeiden, so werden sie mit Mennige und dann mit Emaillelack gedeckt.

Die Akkumulatoren werden durch Porzellanisolatoren von den hölzernen Gestellen, auf denen sie stehen, *isoliert*. Ist der Fußboden feucht, so werden diese Gestelle ihrerseits noch durch Glasplatten von den sie tragenden Holzklötzen getrennt.

Bei der *Behandlung* der Batterie ist darauf zu achten, daß die Oberkante der Bleiplatten stets mindestens 1 cm hoch von Säure bedeckt bleibt. Da beim Laden und Entladen durch Gasentwicklung Flüssigkeitströpfchen fortgeschleudert werden, so muß von Zeit zu Zeit Schwefelsäure oder destilliertes Wasser nachgefüllt werden (je nachdem das spez. Gew. der Säure im Element zu niedrig oder zu hoch ist). Etwa verschüttete Säure muß sofort vom Fußboden entfernt werden.

Zu starkes Entladen, zu reichliches Ueberladen, längeres Verweilen im ungeladenen Zustande lockert das Gefüge der Platten, ist daher zu vermeiden. Bei häufigen Ueberladungen verziehen sich die positiven Platten leicht. Wird zu weit entladen, so erhalten die positiven Platten allmählich eine fuchsig rote Färbung, sie „sulfatieren" und krümmen sich. Durch vorsichtiges Aufladen mit Ruhepausen kann man diesen Schaden zum Teil wieder gut machen.

Das Ende der Ladung erkennt man daran, daß an positiven und negativen Platten reichlich Blasen aufsteigen. Bleibt ein Element in der Gasentwicklung zurück, so kann *Kurzschluß* vorliegen. Kurzschluß kann dadurch entstehen, daß sich eine positive Platte stark gekrümmt hat und eine gegenüberstehende negative Platte berührt. Zweitens kann der durch Abbröckeln von Masseteilchen entstehende Schlamm, der sich am Boden ablagert, zwei Platten leitend verbinden, wenn er nicht rechtzeitig aus den Zellen entfernt wird. Die Auffindung solcher Kurzschlüsse wird durch kleine Glühlampen sehr erleichtert mit denen man die Zwischenräume zwischen den Platten ableuchtet. Einen aufgefundenen Kurzschluß kann man meist durch Abstoßen mit einem Holzspatel beseitigen. Sollten Platten sich zu krümmen beginnen, so kann man einem Kurzschluß vorbeugen, indem man Glasrohre zwischenschiebt.

Die Nachfüllsäure soll frei von Chloriden, von Kupfer, Antimon, Eisen usw. sein. Das destillierte Wasser muß ebenfalls chlorfrei sein und darf auch keine Oelteilchen enthalten. Chlor zerstört die positiven Platten vorzeitig; die genannten Metalle bewirken, daß die Zelle sich von selbst entlädt. (Zentralblatt f. Akkumulatorentechnik 1907, S. 21—22, 29—32, 37 bis 39, 45—48.) *A.*

Lokomotivbau.

Drehstromlokomotiven. (*Valatin.*) Die beiden neuesten Lokomotiven, welche die *Ganz*sche *E. A. G.* den Italienischen Staatsbahnen für die *Veltlin*-Bahn geliefert hat und die beiden außerdem noch im Bau befindlichen Lokomotiven haben gegenüber den früher gelieferten den wesentlichen Vorteil, daß sie mit drei Geschwindigkeitsstufen 64, 42 und 25,5 km/Std. laufen können. Der mechanische Aufbau entspricht den älteren, jetzt für den Simplon verwendeten Lokomotiven, da wiederum drei miteinander gekuppelte Triebachsen und zwei Laufachsen vorhanden sind. Anstelle von zwei Doppelmotoren sind jetzt jedoch zwei einfache Motoren verwendet, von denen der eine achtpolig, der andere zwölfpolig gewickelt ist. Einzeln ergeben die Motoren die beiden höheren, gemeinsam in Kaskadenschaltung die niedrigste Fahrgeschwindigkeit. Beide Motoren sind Drehstrom-Hochspannungsmotoren und für den Betrieb mit 3000 Volt bei einer Frequenz von 15 bemessen. Da bei der Kaskadenschaltung nach der Verbindung der beiden Rotoren miteinander ein Hochspannungsteil auf den Anlaßwiderstand arbeiten würde, ist diese Wicklung in jeder Phase in drei Teile geteilt und deren Enden sind an einen besonderen Umschalter geführt. Bei der unmittelbaren Speisung werden die Wicklungsteile jeder Phase hintereinander und das Ganze in Stern geschaltet, während bei Kaskadenschaltung die zu je drei parallel geschalteren Wicklungen in Dreieckschaltung liegen. Die Zug-

kraft jeder Lokomotive beträgt bei den großen Geschwindigkeiten 3500, bei den niedrigsten 6000 kg. Da diese Zugkräfte unter schwierigen Verhältnissen zu leisten sind und mit einer späteren stärkeren Belastung gerechnet wurde, ist die Stundenleistung des achtpoligen Motors mit 1500 PS, die des zwölfpoligen Motors mit 1200 PS bemessen worden. Bemerkenswert an den Motoren ist, daß deren Gehäuse nicht aus Stahl gegossen, sondern aus Stahlblech und Formstücken zusammengenietet sind. Die an die Enden der Läuferwicklung angeschlossenen Schleifringe sind außerhalb des Lokomotivrahmens an einer Gegenkurbel angebracht. Die Gewichte der Motoren sind 13,4 t für den achtpoligen und 11,4 t für den zwölfpoligen Motor.

Die Stromabnehmer besitzen Doppelwalzen. Ihr Aufrichten geschieht, ebenso wie die Steuerung der Schaltapparate durch Druckluft. Zur Herstellung der Verbindungen zwischen der Stromzuführung, den Motoren und dem Wasserwiderstande entsprechend den drei Geschwindigkeitsstufen dient ein besonderer Geschwindigkeitsschalter, dessen senkrecht stehende, drehbare Kontaktsäule durch je einen von drei wagerecht liegenden symmetrisch angeordneten Zylindern mit Kolben in die entsprechende Stellung gebracht wird.

Der Wasserwiderstand ist zur besseren Kühlung mit senkrecht durch den Wasserraum gehenden Rohren versehen. Er besitzt ferner eine Vorrichtung, um die Belastungsverteilung zwischen zwei in demselben Zuge fahrenden Lokomotiven einstellen zu können. Letzteres ist von größter Wichtigkeit, da bei verschiedenen Raddurchmessern der Lokomotiven Unterschiede in den Drehzahlen der Motoren auftreten werden, infolge deren eine Lokomotive unter Umständen überlastet und die andere nahezu leer laufen kann. Zur Abhilfe wird dauernd ein entsprechender geringer Widerstand im Läuferstromkreise belassen und verhindert, daß die an dem Wasserwiderstand angebrachten Kurzschlußschalter geschlossen werden. Das Dienstgewicht jeder Lokomotive beträgt 62 t, das Adhäsionsgewicht 42 t. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 101—107.) *Pr.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Hochbahnen. Die *Brooklyn Rapid Transit Company* hat neben ihrer Hauptwerkstatt ein besonderes Gebäude zur Inspektion der Wagen errichtet, da sie die Erfahrung gemacht hat, daß beim Arbeiten im Freien bei kaltem oder schlechtem Wetter ungenügend gearbeitet wird. Sie ist überzeugt, die hierfür aufgewendeten Kosten durch Verringerung der Reparaturen und Unfälle wieder einzubringen. Bei diesen an jedem Wagen in Zwischenräumen von 60 Tagen vorzunehmenden Inspektionen sind alle einfachen Arbeiten an der Luftbremse, dem Kompressor, der Rohrleitung, den elektrischen Leitungen, den Motoren, den Fahrschaltern, den Stromabnehmerschuhen, den Bremsschuhen und den Bremsgestängen vorzunehmen, soweit dies ohne Werkzeugmaschinen möglich ist, und zwar wird die Inspektion gleicher Teile immer durch dieselben Arbeiter bewirkt. In dem Gebäude liegen acht Gleise nebeneinander, die sämtlich mit Gruben versehen sind. Diese Gruben werden durch Luftheizung erwärmt, die gegenüber der Dampfheizung den Vorteil besitzt, daß die Gruben dauernd trocken sind und keine Rohre in deren Ecken liegen. Ferner kann durch die Luftkanäle im Sommer kalte Luft zugeführt werden. Die zur Beleuchtung der Gruben dienenden Glühlampen sind in Aussparungen der Seitenwände angebracht.

An das Inspektionsgebäude schließt sich der Raum für Ankerreparaturen an, in dem ein Ofen zum Austrocknen der Anker eingebaut ist. Zur Entfernung von Schmutz und Metallstaub aus den Ankern wird Druck- und Saugluft gleichzeitig verwendet. Der auf einem kleinen Wagen befindliche Anker wird hierzu in einen besonderen kleinen Raum hineingefahren und dann jeder Teil seiner Oberfläche durch einen Druckluftstrahl von 6 at gesäubert; der aufgewirbelte Staub wird aus dem Raum durch ein Rohr von 800 mm Durchm. abgesaugt. Bemerkenswert ist die Anordnung des Raumes zur Reparatur der Untergestelle unter der Wagenhauptwerkstatt. Den Verkehr zwischen beiden vermittelt ein Druckwasseraufzug mit einem Plunger von 60 mm Durchm. und 7,6 m Länge. Soll das Untergestell eines Wagens repariert werden, so fährt er oben auf die Aufzugsbühne, letztere wird eine Wenigkeit angehoben, der Wagenkasten unterklotzt und das Untergestell in den darunter liegenden Raum befördert. Hierauf wird auf demselben Wege ein Hilfsuntergestell nach oben befördert und mit diesem der Wagen beiseite geschoben, um einem anderen Platz zu machen.

Durch die Untergestellwerkstatt führen der Länge nach zwei in 600 mm Schienenabstand verlegte Gleise, die zum Abstellen der Radsätze dienen. Da letztere abwechselnd auf dem einen und dem anderen Gleise stehen und ihre Räder einander übergreifen, so wird durch diese Anordnung wesentlicher Raum gespart. Die Werkstatt wird von einem Laufkrahn für 12 t Tragfähigkeit bestrichen. Für die zu reparierenden Untergestelle sind 12 Gleise quer durch die Werkstatt gelegt, so daß für jedes Untergestell auch ein besonderes Gleis zur Verfügung steht; fünf von den Quergleisen führen unmittelbar zu Räderdrehbänken. Ferner sind an diesen *Pedric-Ayres* Drucklufthebezeuge für 2 t Tragfähigkeit angebracht, um den großen Kran von leichteren Arbeiten zu entlasten. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 170—177 und S. 232—239.) *Pr.*

Untergrund- und Hochbahnen. Die Tunnelstrecke der Ende 1905 in Philadelphia eröffneten Stadtbahn ist 1,2 km lang und hat eine lichte Breite von 14,8 sowie eine lichte Höhe von etwa 4,1 m. Die Decke, welche auf drei Stützen ruht, besteht aus Betonkappen, die zwischen in 1,53 m Abstand gelegte Doppel-T-Träger gewölbt sind. Die Seitenwände bestehen aus armiertem, die Sohle aus gewöhnlichem Beton. Die Decke ist gegen Eindringen von Wasser durch eine 24 mm starke Schicht aus Asphalt-Mastix geschützt. Neben der durch die Zugänge zu den Haltestellen stattfindenden Ventilation sind auf der Strecke noch drei besondere Lüftungsschächte vorgesehen, die mit gewöhnlichem Zug oder auch mittels Ventilatoren arbeiten. In dem Tunnel liegen vier Gleise, von denen die beiden äußeren von dem Straßenbahnwagen, die beiden mittleren von den Hochbahnwagen benutzt werden. Dementsprechend sind auch die Gleise verschieden ausgerüstet. Die äußeren Fahrschienen liegen auf Gußeisenstühlen und sind vollständig in Beton eingebettet. Ferner dient zur Stromzuführung ein an der Tunneldecke nachgiebig aufgehängter Oberleitungsfahrdraht. Die Mittelgleise dagegen liegen auf Holzschwellen und haben zwischen sich an den Deckenstützen aufgehängte Stromzuführungsschienen von 32 kg/m Gewicht. Die den Tunnel mit der Hochbahn verbindende Brücke ist etwa 171 m lang. Die geringste Durchfahrtshöhe unter der Eisenkonstruktion der Hochbahn beträgt 4,4 m. Die Entfernung der Stützen ist meist etwa 15 m, an einzelnen Stellen jedoch bis auf 20,4 m vergrößert. Die Stützen sind durch Gitterlängsträger, zum Teil auch durch Blechträger miteinander verbunden. Im allgemeinen haben die Stützen H förmigen Querschnitt, sind am Fuß durch wagerechte Winkeleisen verstärkt und ruhen 500 mm unter der Straßendecke auf Betonklötzen. Der größere Teil der Hochbahn ist mit starrer Deckplatte aus Beton hergestellt, die zur Verstärkung durch quer in 300 mm und in der Längsrichtung in 450 mm Abstand liegende *Johnson*-Eisen armiert ist. Auf dem Beton ist dann Steinschotter aufgebracht, in dem die Holzschwellen liegen. Letztere sind auf dem übrigen Teil der Hochbahn unmittelbar auf der Eisenkonstruktion befestigt. Auf der Hochbahn verkehren ganz aus Stahl gebaute Wagen, die jeder mit zwei 125 PS-Motoren und Vielfachsteuerung ausgerüstet sind. Die Wagentüren werden durch Druckluft geschlossen; ferner wird hierbei durch Schließen sämtlicher Türen dem Führer selbsttätig das Zeichen zum Abfahren gegeben. Auch die Schienenreiniger werden durch Druckluft bewegt. Jeder Wagen hat 52 Sitzplätze und wiegt leer 32 bis 33 t, besetzt etwa 40 t. Seine Hauptabmessungen sind:

Gesamtlänge 15,1 m, Kastenlänge 12,25 m, größte Außenbreite 2,6 m; Höhe des Wagenfußbodens 1,17 m, Gesamthöhe 3,82 m über Schienenoberkante. Der Wagen besitzt an jedem Ende eine Uebergangstür zum nächsten Wagen von 0,84 m, zwei Seitentüren von je 0,98 m und ferner in der Mitte eine Tür von 1,02 m Breite. Die Drehzapfenentfernung beträgt 10,5 m. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 276—285.) *Pr.*

Straßenbahnwagen. (*Mertsching.*) Ist der Wagenführer gegen die Witterungseinflüsse durch Verglasen des Führerstandes geschützt, so spiegeln sich in den Scheiben bei Abend die Lampen des Wagens und dem Führer ist hierdurch die Ueberwachung der Strecke erschwert. Das anscheinend einfachste Mittel, die Wand zwischen Wagen und Führerstand mit Holzfüllungen zu versehen, erschwert die Abfertigung der Fahrgäste durch den auf der hinteren Plattform befindlichen Schaffner, ferner beschränkt es am Tage unnötigerweise den Ausblick vom Wageninnern auf die Straße. Als neues Mittel wird daher vorgeschlagen, vor dem Wagenführer ein bewegliches Fenster anzubringen, welches abends schräggestellt wird. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 110—111.) *Pr.*

Bücherschau.

Die Müllerschen Schieberdiagramme für Steuerungen ortsfester Dampfmaschinen. Von *Alfred Seemann.* Zweite umgearbeitete Auflage. Mit 151 Textfiguren und 7 lithographierten Tafeln. München 1906. Theodor Ackermann.

Seit dem ersten Erscheinen des vorliegenden Werkes im Jahre 1881 haben die mit Schiebern als Steuerorgane arbeitenden Dampfmaschinen derartige Vervollkommnungen erfahren, daß die Herausgabe einer Neubearbeitung des die Schieberdiagramme nach dem *Müller*schen Verfahren in klarer, auch dem weniger vorgebildeten Leser verständlichen Form behandelnden vorzüglichen Buches sehr zu begrüßen ist. In der Anschaulichkeit der Darstellung stehen die *Müller*schen Schieberdiagramme noch immer unübertroffen da. Eine häufigere Verwendung derselben in Schule und Praxis dürfte besonders aus diesem Grunde zu empfehlen sein.

Im ersten Teil des Buches werden, nachdem die Bewegungsgesetze des Kolbens und Schiebers mit Rücksicht auf endliche Längen der Kurbel- bezw. Exzenterstange besprochen sind, die einfachen Schiebersteuerungen an Schiebern verschiedener Wirkungsweise und Form, im zweiten Teil die zusammengesetzten Schiebersteuerungen — Doppelschiebersteuerungen mit Aenderung der Länge des Expansionsschiebers und mit Verschiebung des Mittelpunktes des Expansionsexzenters, Doppelkammersteuerungen und in gedrängter Fassung auch Schleppschiebersteuerungen — behandelt.

Besondere Aufmerksamkeit ist auf die Darstellung der Eintrittsöffnungen, sowie auf die Ermittelung der in diesen herrschenden Dampfgeschwindigkeiten verwendet worden. Zahlreiche Aufgaben und Beispiele unterstützen die in dem Buche gebrachten theoretischen Entwicklungen und tragen zum besseren Verständnis derselben wesentlich bei. *Fr. Freytag.*

Hilfsbuch für die Elektrotechnik. Unter Mitwirkung namhafter Fachgenossen bearbeitet und herausgegeben von Dr. *Karl Strecker.* VII. umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 675 Figuren im Text. Berlin 1907. Julius Springer.

Es ist die Neuauflage des bekannten *Grawinkel* und *Strecker*schen Hilfsbuchs, das sich schon früher einen guten Platz in der Literatur der Handbücher gesichert hatte. Die vollständige Durcharbeitung, die die mannigfachen Fortschritte des Stoffes nötig machten, vermochten an dem errungenen guten Platz um so weniger etwas zu ändern, als es dem Herausgeber gelungen ist, erste Kräfte hierzu zu finden. Der Umfang hat um $^1/_3$, die Zahl der Abbildungen um das Doppelte zugenommen, so daß das Verständnis im selben Maße erleichtert wurde, in welchem auch die Möglichkeit etwas Gesuchtes zu finden zunahm. Das Buch zerfällt in die drei Teile: Allgemeine Hilfsmittel (Tabellen und dergl. Magnetismus und Elektrizität), Meßkunde und Elektrotechnik. Letzterer befaßt sich mit Elektromagneten, Transformatoren, Dynamomaschinen und galvanischen Elementen, elektrischen Kraftwerken, Leitung und Verteilung, elektrische Beleuchtung, Kraftübertragung, Elektrizität auf Schiffen, elektrische Wärmeerzeugung, Elektrochemie, Telegraphie und Telephonie, Telegraphie ohne Draht, Eisenbahntelegraphen und Signalwesen, Feuerwehr- und Polizeitelegraph, Haus- und Gasthoftelegraph, elektrische Uhren und Fernmelder, Blitzableiter, außerdem Gesetze, Normalien und Vorschriften.

Das vorliegende Buch ist kein Lehrbuch und will auch keines sein, es ist dafür aber das Nachschlagebuch wie es sein soll, das in kürzester Zeit nicht nur Vergessenes auffrischt, sondern uns auch über Neuerungen auf dem Laufenden erhält. *O. Nairz.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Praktische Lohntabellen zum Gebrauch bei Akkord- und Lohnrechnungen. Kleine Ausgabe. Von 2—60 Pfennigen und 1 bis 120 Stunden, für Viertel- und halbe Stunden berechnet. Von *Otto Hartleib.* Vierte Auflage. Berlin 1907. Alfred Unger.

Sägegatter und Hilfsmaschinen für Sägewerke. Für Studierende an technischen Anstalten, Techniker und Industrielle. Herausgegeben von Ingenieur *Hugo Bethmann*, Altenburg, S.-A. Mit 111 Abb. Leipzig 1907. Carl Scholtze. Preis geh. M. 4.—.

Umbauten und Wiederherstellungsarbeiten. Zum Unterricht an Baugewerkschulen. Herausgegeben von *M. Gebhardt*, Architekt und Oberlehrer an der Kgl. Baugewerkschule zu Magdeburg. Mit 33 Abb. Leipzig und Berlin 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 160.

Denkschrift nebst Erläuterungsbericht, Kostenvoranschlag und Rentabilitätsberechnung zum generellen Projekt der Zugspitzbahn. Verfaßt von *Wolfgang Adolf Müller*, Zivilingenieur. Dresden 1907. Haupt, Plee & Rausch. Preis geh. M. 8,—.

Technische Anwendungen der physikalischen Chemie. Von Dr. *Kurt Arndt*, Privatdozent an der technischen Hochschule zu Berlin. Mit 55 Abb. Berlin 1907. Mayer & Müller.

Grundbau. Leitfaden für den Unterricht an Baugewerkschulen und verwandten Lehranstalten. Von *M. Benzel*, Ingenieur, Oberlehrer an der Königl. Baugewerkschule in Münster i. W. Mit 59 Abb. Leipzig und Berlin 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 0,90.

Leitfaden für Deutsch und Geschäftskunde. An Baugewerkschulen und verwandten Lehranstalten. Teil 2. Geschäftsbriefe, Geschäftskunde und amtliche Eingaben. Bearbeitet von *P. Niehus*, Kgl. Baugewerkschullehrer zu Magdeburg und *K. Bode*, Kgl. Baugewerkschullehrer zu Hildesheim. Leipzig und Berlin 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 1,80.

Technik und Schule. Beiträge zum gesamten Unterrichte an technischen Lehranstalten. In zwanglosen Heften herausgegeben von Prof. *M. Girndt* in Magdeburg. 1. Band. 2. Heft. Ausgegeben am 26. Februar 1907. Leipzig und Berlin 1907. B. G. Teubner. Preis geh. M. 1,60.

Die Bauführung. Ein Leitfaden für den Unterricht an Baugewerkschulen und für die Baupraxis. Von *M. Gebhardt*, Architekt u. Oberlehr. a. d. Kgl. Baugewerkschule zu Magdebg. Mit 6 Abb. Leipzig und Berlin 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 1,—.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 24. **Berlin, 15. Juni 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Neue Untersuchungen an landwirtschaftlichen Maschinen.

Von Professor Dr. **Gustav Fischer**, Berlin.

Die mit jedem Jahr wachsende Menge landwirtschaftlicher Maschinen und die Unmöglichkeit für den einzelnen Landwirt, sich über Wert und Bedeutung der neuen Konstruktionen durch eigene Versuche ein Urteil zu bilden, haben die Gründung einer Reihe von Versuchs- und Prüfungsanstalten für landwirtschaftliche Maschinen veranlaßt, die teils im Anschluß an eine Landwirtschaftskammer, teils an den landwirtschaftlichen Universitätsinstituten und Hochschulen bestehen. Die Anstalten, die mit einem Lehrstuhl an den Hochschulen verbunden sind, haben meistens die doppelte Aufgabe, praktisch durchgeführte Prüfungen anzustellen und wissenschaftlich zu forschen. Der zweite Teil ihrer Bestimmung ist erst in den letzten Jahren einigermaßen in Angriff genommen, während Prüfungen im regelmäßigen Betriebe auch früher schon oft durchgeführt worden sind. Da aber eigene Anstalten für die Prüfungen fehlten, wenigstens in Deutschland, so waren die Verfahren, nach denen die Versuche angestellt wurden, außerordentlich verschieden und in vielen Fällen unzureichend; vor allem aber fehlte jede Möglichkeit, die Ergebnisse, die an verschiedenen Stellen gewonnen worden waren, miteinander zu vergleichen. Hierin beginnt erst jetzt ein Wandel einzutreten. Die Vorsteher von sieben deutschen und einer österreichischen Versuchsanstalt haben sich vor einem Jahr zu einem Verbande zusammengeschlossen, der u. a. auch den Zweck verfolgt, die Prüfungsverfahren einheitlich durchzubilden. Noch weitergehende Bestrebungen verfolgt der II. internationale Kongreß für landwirtschaftliches Maschinenwesen, der vom 21.—25. Mai d. J. im Anschluß an den VIII. internationalen landwirtschaftlichen Kongreß in Wien stattfand, und in mehreren Sitzungen auch über die „Schaffung einheitlicher, international geltender Normen für die Prüfung landwirtschaftlicher Maschinen" beraten hat.

Dieses rege Leben auf dem noch wenig beackerten Felde des landwirtschaftlichen Maschinenprüfungswesens ist ein Beweis dafür, daß dessen Bedeutung bei Landwirten und Ingenieuren immer besser erkannt wird, gleichzeitig aber auch dafür, daß die maschinellen Hilfsmittel der Landwirtschaft so mannigfaltig und verwickelt geworden sind, daß nur ein besonders dafür vorgebildeter Fachmann alle Einzelheiten zu erfassen vermag.

In Berlin besteht seit $1^1/_2$ Jahren eine Versuchs- und Prüfungsanstalt für landwirtschaftliche Maschinen, die der Landwirtschaftskammer untersteht und von dem Fachvertreter an der Landwirtschaftlichen Hochschule geleitet wird. Im folgenden wird vorzugsweise über die Arbeiten dieser Anstalt berichtet werden, ohne daß aber die Ausführungen auf sie allein beschränkt werden sollen.

Die *Bearbeitung des Bodens* durch den Pflug erfolgt bekanntlich in der Weise, daß der durch das Schar abgetrennte Erdstreifen an dem schrägen, gebogenen Streichblech emporgeschoben und dabei gewendet wird. Bei lockeren Böden findet gleichzeitig eine Krümelung und Mischung des Erdstreifens statt, die durch die übliche steile Form des Streichblechs wesentlich gefördert wird. Bei bindigen Böden verwendet man flachere, längere und meistens etwas gewundene Streichbleche, die ohne wesentliche Krümelung den Boden umkippen. Man war mit der Tiefe der Bodenbearbeitung immer weiter gegangen, namentlich unter dem Einfluß des Zuckerrübenbaues, der eine Bearbeitung auf 35—40 cm wünschenswert machte. Dampfpflüge und vierspännige Pflüge wurden für diese Tiefen gebaut. Die Tiefkultur muß aber vorsichtig und allmählich eingeführt werden, weil bei der früher allein üblichen Flachpflügung nur die oberste Bodenschicht die für die Pflanzenernährung zuträgliche Beschaffenheit angenommen hat und bei dem Tiefpflügen eines derartigen Ackers eine Mischung dieser Krume mit dem unterliegenden „toten" Boden, also eine Verdünnung der Nährstoffe eintritt, die nachteilig ist. Um diesen Schaden zu vermeiden, gleichzeitig aber den Wurzeln der Pflanzen das Eindringen in tiefere Bodenschichten zu ermöglichen, die immerhin doch auch Nährstoffe besitzen und vor allem auch in trockenen Zeiten noch Wasser enthalten, wird der *Untergrundlockerer* benutzt. Die Erkenntnis von dem Nutzen dieses Gerätes hat sich in den letzten Jahren sehr verbreitet, ja, vielleicht ist sogar teilweise von einer Ueberschätzung zu sprechen; der Pflugbau ist willig den Anregungen der Ackerbaulehre gefolgt und hat sich bemüht, dem keineswegs neuen Untergrundlockerer neue, zweckmäßigere Formen zu geben.

Die Wirkung des Untergrundlockerers im Unterschied vom Pfluge ist die, daß der Boden in einer gewissen Tiefe unter der Pflugsohle von einem Schar abgeschnitten und zerbröckelt, aber nicht nach oben gebracht und mit der Krume gemischt wird. In seiner einfachsten Ausführung ähnelt das Gerät einem einscharigen Pfluge, dessen Schar und Streichblech durch ein blattförmiges, nach hinten ansteigendes Schar ersetzt sind; es wird von zwei Ochsen oder Pferden hinter dem Pflug in der Furche gezogen und hat den Nachteil, daß ein Zugtier auf dem gepflügten Lande geht, dort also den gelockerten Boden wieder festtritt. Das wird vermieden, wenn man bei einem Zweischarpflug den vorderen Pflugkörper durch den Untergrundlockerer *u* ersetzt und so pflügt, daß der Untergrund der letzten Pflugfurche gelockert wird, während der hintere Pflugkörper *p* eine neue Furche zieht. Dann geht das Sattelpferd auf ungepflügtem Lande, das Handpferd in der Furche *f* (Fig. 1).

Im Herbst 1906 wurden vergleichende Versuche mit

drei Untergrundpflügen der oben beschriebenen Bauart durch die *Berliner Maschinenprüfungsanstalt* angestellt. Zwei von ihnen, nämlich die von *Ed. Schwartz & Sohn* in Ber-



Fig. 1. Schema des Pfluges mit Untergrundschar.

linchen und von der *Akt.-Ges. H. F. Eckert* in Berlin, sind schon länger im Gebrauch, der dritte, von *E. Bippart* in Arnstadt, ist neu.

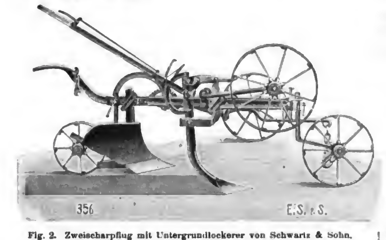


Fig. 2. Zweischarpflug mit Untergrundlockerer von Schwartz & Sohn.

Bemerkenswert an dem *Schwartz*schen Pflug ist die sog. Momentanstellung, die den Handgriff zum Einsetzen und Ausheben des Pfluges vollständig von dem zur Tiefen-

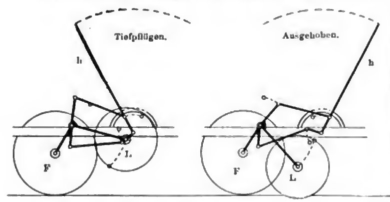


Fig. 3. Schema der Differentialstellung an Mehrscharpflügen der Akt.-Ges. H. F. Eckert.

regelung dienenden trennt. In Fig. 2 ist der Gleitbogen für den Ausrückhebel über dem Pflugschar sichtbar, von dem Hebel erscheint nur das vorderste Stück neben dem scheinbaren oberen Schnittpunkt der beiden Vorderräder. An dem Ausrückhebel, der nur in zwei Lagen, ausgehoben oder eingesetzt, liegen bleibt, sitzt der Zahnbogen für den einklinkbaren Stellhebel zur Tiefenregelung. Auf den Zahnbogen kann ein Kloben so aufgesetzt und mit einer Schraube gesichert werden, daß der Pflugführer ohne den passenden Schlüssel nicht imstande ist, die Furche flacher zu nehmen; die Einstellung auf größere Tiefe ist ihm dagegen möglich, damit er bei harten Stellen im Boden das Flachlaufen des Pfluges verhindern kann. Am Ende der Furche wird der Pflug ohne Aenderung der Tiefenstellung ausgehoben, so daß am Anfang der nächsten Furche die gleiche Tiefe sofort wieder gesichert ist. Das Untergrundschar kann durch einen besonderen Handgriff ausgehoben werden.

Bei dem Pflug von *Eckert* ist die Differentialstellung „Ideal" (Fig. 3) benutzt, deren Handgriff *h* für das Landrad *L* als einarmiger Hebel, für das Furchenrad *F* als zweiarmiger Winkelhebel wirkt. Die Längen und Lagen der Gestänge sind so bemessen, daß 1. bei dem Einsetzen (bezw. Ausheben) des Pfluges das Furchen- und das Landrad sich gleichmäßig heben (bezw. senken), 2. in der Arbeitsstellung bei weiterer Bewegung des Handgriffs das Furchenrad annähernd in der Ebene der Pflugsohle bleibt, während das Landrad gehoben oder gesenkt wird, um die Arbeitstiefe zu regeln. Für das Untergrundschar ist auch hier eine besondere Aushebevorrichtung (s. Fig. 4), vorhanden.

Der *Bippart*sche Untergrundlockerer (Fig. 5) zeigt die schon erwähnte einfache Bauart ohne Pflug. Neu an ihm ist, daß der zu lockernde Erdstreifen wagerecht und senkrecht scharf abgeschnitten und auf der schiefen Ebene des

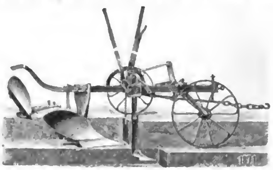


Fig. 4. Zweischarpflug mit Untergrundlockerer der Akt.-Ges. H. F. Eckert

Schares gehoben wird, um hinter ihm wieder herunter zu fallen; die älteren Untergrundschare arbeiten dagegen mehr als Wühler.

Die Prüfung ergab bei durchschnittlich 18 cm tiefer Pflugfurche und noch 18 cm tieferer Lockerung einen Zugwiderstand von rd. 400 kg für die Geräte von *Schwartz* und von *Eckert*; der *Bippart*sche Lockerer hatte 180 kg Widerstand, der voraufgehende Pflug 220 kg, so daß die Summe auch hier 400 kg beträgt. Der *Bippart*sche Lockerer, der eine ebenso große Arbeitsbreite hat wie der voraufgehende Pflug, lockert den Untergrund vollständig; die Lockerer von den anderen beiden Geräten ließen dagegen in festem Boden einzelne Streifen oder Nester ungelockerten Bodens stehen. Das Untergrundschar von *Eckert* ist nur 16 cm breit, während die Pflugfurche bis zu 25 cm breit gezogen werden kann. Die Nachgrabungen ergaben, daß bei sandigem Boden auch seitwärts neben dem Wühlschar die gewünschte Lockerung erreicht war, daß aber lehmige Stellen fest bleiben. Bei

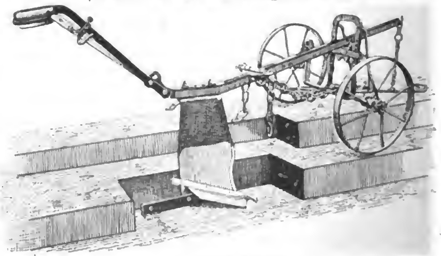


Fig. 5. Untergrundlockerer von Bippart.

dem *Schwartz*schen Gerät ist das Untergrundschar nur 3 cm schmaler als der Pflug, die Lockerung daher auch in festem Boden ziemlich vollkommen.

Die von *Bippart* herrührende neue Form des Untergrundlockerers erweist sich also, da sie ohne Erhöhung des Widerstandes eine völlige Lockerung erreicht, als zweckmäßig. Ein anderes Gerät, das einen *Pflug* und einen *Bippart*schen Lockerer ähnlich wie die von *Eckert* und von *Schwartz* vereinigt, ist bei der Prüfung ebenfalls benutzt worden. Dieser Teil der Versuche muß aber noch fortgesetzt werden.

Mit Rücksicht auf die hohe Bedeutung, die der *Kartoffelbau* in der deutschen Landwirtschaft und besonders auf dem überwiegend leichten Boden der Mark Brandenburg besitzt, ist von der Berliner Prüfungsanstalt eine umfangreiche Prüfung der dazu verwendeten Maschinen eingeleitet worden, die erst in einigen Jahren zum völligen Abschluß kommen wird. Da die jährliche Ernte von Kartoffeln in Deutschland ungefähr 43 Millionen Tonnen, die Anbaufläche etwa $3^1/_3$ Millionen Hektar beträgt, und da die Kartoffeln gelegt, gehäufelt, gerodet und gesiebt werden müssen, so ist leicht ersichtlich, welchen wirtschaftlichen Wert arbeitsparende Maschinen hierbei haben. Unerfüllt ist bis jetzt das Bedürfnis nach einer Kartoffellegemaschine und nach einer wirklich guten Erntemaschine. Allerdings ist im Jahre 1905 von der Prüfungsanstalt in Halle ein Kartoffelpflanzer „Sillcox" von *Geo. W. Sillcox*, Brüssel geprüft worden, dem ein gutes Zeugnis zugesprochen wurde. Seine Arbeitsweise beruht darauf, daß ein dreiarmiger Stern mit scharfen umgebogenen Spitzen auf einem Teil seiner Drehung durch den als Viertelzylinder gestalteten Kartoffelkasten hindurchgeht, so daß an jeder Spitze eine Kartoffel stecken bleibt. Ueber der oberen Oeffnung des in die Furche führenden Rohres wird die Kartoffel abgestreift. Es erscheint aber zweifelhaft, ob auf diese Weise die Abstände zwischen den Kartoffeln in den Reihen im feldmäßigen Betrieb stets gleichmäßig erhalten werden.

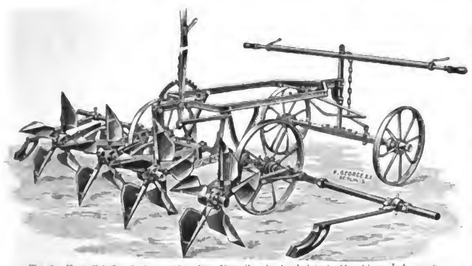


Fig. 6. Kartoffelpflanzlochmaschine der „Unterilpsche landwirtsch. Maschinen Lehmann".

Schon früher hat Verfasser in dieser Zeitschrift[1]) eine Kartoffelpflanzlochmaschine von *Unterilp* beschrieben. Diese Maschine, die inzwischen verschiedene Veränderungen erfahren hat, wurde jetzt mit der von *Gebr. Lesser* in Posen gebauten *Sarrazin*schen zusammen geprüft. Wie Fig. 6 zeigt, hat *Unterilp* die allgemeine Anordnung der Spatensterne und die Belastung der Sternhebel durch Federn beibehalten, sonst aber vieles völlig geändert. Durch die Anwendung des von den Drillmaschinen her bekannten Vordersteuers hat er die Sicherheit der Führung erhöht. Die Hebel, an denen die Spatensterne sitzen, sind gelenkig an den Hebelköpfen befestigt, die mit Schellen auf der hohlen Welle gehalten werden. Da die Schellen Stifte tragen, mit denen sie in Bohrungen in der Welle eingreifen, sind sie gegen Drehungen und Verschiebungen gesichert und die Einstellung auf den gewünschten Reihenabstand zwischen $52^1/_2$ cm und 63 cm (20 und 24 ") ist leicht zu erreichen. Die Lochspaten sind dachförmig und haben an den Spitzen Füllbleche an der hohlen Seite. Der Druck, mit dem sie in den Boden eindringen, wird durch gebogene Blattfedern verstärkt, deren Spannung durch eine im Scheitel des Bogens wirkende Druckschraube geregelt werden kann. Die Abstände der Löcher jeder Reihe voneinander werden durch Verschiebung der Lochspaten auf ihren Stielen in radialer Richtung verändert; und da in jedem Stiel drei Bohrungen für die Befestigungsschraube angebracht sind, denen Spitzenkreise der Spaten von beispielsweise 740, 820 und 900 mm Durchm. entsprechen, so ergeben sich bei fünf Spaten an jedem Stern Lochabstände von $44^1/_2$, $49^3/_4$ und 55 cm (17, 19 und 21 "). Je nach Wunsch werden auch andere Lochabstände vorgesehen.

Bei Maschinen, deren arbeitende Teile zwischen den Rädern sitzen, ist es leicht, den seitlichen Anschluß an die bei einer Fahrt bearbeitete Ackerfläche bei der Rückfahrt dadurch zu gewinnen und inne zu halten, daß das bei dem Umwenden innen laufende Rad in seiner eigenen Spur zurückfährt. Das ist bei der *Unterilp*schen Pflanzlochmaschine deshalb nicht möglich, weil ihre Spurweite nur gleich der halben Arbeitsbreite ist. In der hohlen Hinterachse ist deswegen ein Ausleger mit einem Furchenzieher auf beiden Seiten verschiebbar angebracht, der die Spur für die Rückfahrt zieht.

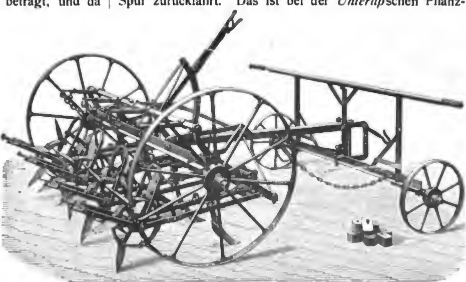


Fig. 7. Sarrazins Kartoffelpflanzlochmaschine von Gebr. Lesser.

Die zweite der geprüften Maschinen (s. Fig. 7) zieht vor jedem Spatenstern eine flache Furche, so daß ein genügend tiefes Loch entsteht, ohne daß die Spaten sehr tief in den Boden einzudringen brauchen. Nach dem gleichen System arbeitet übrigens auch die Maschine von *Osterland*. Wie aus Fig. 8 ersichtlich ist, kann sich jeder Scharhebel an einer Parallelogrammführung unabhängig von den Spatensternen heben, während seine Abwärts-

[1]) D. p. J. 1904, Bd. 319, S. 68.

bewegung durch die Nase begrenzt ist, die sich auf einen Querbolzen in einem auf dem Rahmen des Spatensterns ruhenden Bügel auflegt und bei tieferem Eindringen des Schars in den Boden auch den Spaten hinunterdrückt. Der Spitzenkreis der Spatensterne ist mit 660 mm Durchm. nur klein, er wird bei verschiedenen Lochentfernungen nicht verändert, sondern diese werden durch Aenderung der Zahl der Spaten (6,5 oder 4) zwischen $31^1/_2$ und 47 cm verändert. Die Spaten stehen nicht radial, sondern unter rd. 30° in der Drehrichtung rückwärts gegen den Radius geneigt, so daß sie ziemlich steil, bei fünf Spaten z. B. etwa um 20° gegen die Senkrechte geneigt, aus den Pflanzlöchern heraustreten.

Der Zweck dieser Anordnung ist offenbar die Erzielung scharf markierter Löcher, die Prüfung hat aber gezeigt,

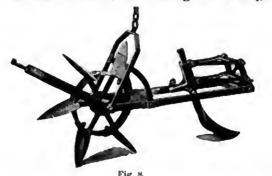


Fig. 8.
Vorschar und Spatenstern der Sarrazinschen Kartoffelpflanzlochmaschine.

daß dazu ein größerer Spitzenkreis nötig ist, wie ihn ja auch die *Unterilp*sche Maschine besitzt. Während die letztere nämlich spitze, genau begrenzte Löcher mit einer scharf ausgeprägten tiefsten Stelle liefert, in denen die hineingeworfenen Kartoffeln von selbst an den richtigen Platz rollen, findet bei der *Sarrazin*schen Maschine infolge der Kleinheit des Spitzenkreises kein reines Drehen um die jeweils im Boden stehende Spitze statt, sondern diese gleitet etwas, und so entstehen lang gezogene Mulden mit flachen Neigungen in der Längsrichtung.

Die Aushebung der Spatensterne erfolgt bei der Maschine von *Unterilp* durch Drehung der Achse mittels Händel und Winkelhebel, die beweglichen Spatensternhebel stützen sich dabei mit einem Anschlag auf die auf der Achse befestigten Hebelstücke. Bei der Maschine von *Lesser* wird der in Fig. 8 sichtbare, um die Sternachse drehbare Bügel vom Handhebel aus durch eine Kette gedreht, bis er mit einem Anschlag einen zweiten, schon oben erwähnten Bügel mitnimmt, der seinerseits durch den Querbolzen das Schar aushebt. Erst bei dem weiteren Zug an der Kette wird auch der Spatenstern ausgehoben.

Diese Einrichtung ist gewählt worden, um trotz des verschieden großen Abstandes von der Drehachse Schar und Spatenstern gleich hoch auszuheben.

Die Zugkraftmessungen ergaben, daß die von *Lesser* verwendeten Vorschare den Widerstand erhöhten, und zwar

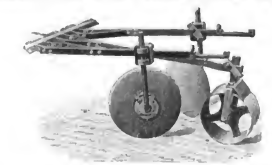


Fig. 10.
Scheiben- und Druckwalzen der Kartoffelzudeckmaschine von Gebr. Lesser.

bei flacher Stellung um 8 v. H., bei tieferer um 16 v. H. im Mittel; dabei schwankte der Widerstand mit dem Wechsel der Bodenbeschaffenheit ziemlich stark, während der Widerstand derselben Maschine ohne Vorschare fast

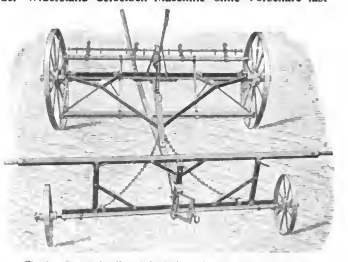


Fig. 11. Gestell der Kartoffelzudeckmaschine von Gebr. Lesser.

gleichmäßig 140 kg betrug. Die Maschine von *Unterilp* hat nur einen Widerstand von 115—125 kg, was wieder auf dem größeren Durchmesser des Spitzenkreises der Spaten zu beruhen scheint.

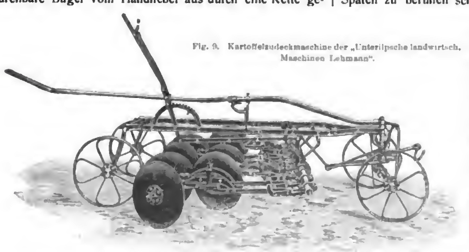


Fig. 9. Kartoffelzudeckmaschine der „Unterilpsche landwirtsch. Maschinen Lehmann".

Die in die Löcher der Pflanzlochmaschine gelegten Kartoffeln werden durch Erddämme bedeckt, für deren Herstellung *Zudeckmaschinen* benutzt werden. Die in Fig. 9 dargestellte Zudeckmaschine von *Unterilp* hat gewölbte, schräg gegen die Fahrtrichtung gestellte Scheiben von 500 mm Durchm., die in den Boden eindringen und durch ihre Drehung parweise die Erde zu einem Damm zusammenwerfen. Der allgemeine Bau der Maschine, die Befestigung der Scheiben und Hebel und die Anbringung der Druckfedern ist aus der Abbildung ohne weiteres erkennbar. Das Hintersteuer schleift auf einem Bügel, an dem es durch eine kurze Drehung um seine Längsachse mittels eines Hakens festgeklemmt werden kann, der am Steuerhebel sitzt und sich von unten fest gegen den Bügel legt. Das Festklemmen des Steuers schützt den Arbeiter

gegen die kleinen Erschütterungen bei der Fahrt.

Die Scheiben an der *Lesser*schen Zudeckmaschine (s. Fig. 10) haben nur 300 mm Durchm., sie werden in schwererem Boden durch Gewichte, die an die Enden der Hebel gehängt werden, niedergedrückt. Die Kleinheit der Scheiben ist bei großer Reihenweite nachteilig, weil in der Furche ein Streifen unbearbeitet bleibt, auf dem sich das Unkraut ungestört entwickeln kann. Sehr zweckmäßig ist die Anordnung der Druckwalzen, die hinter den Scheiben auf der Dammkrone laufen und die Erde fest an die Kartoffeln drücken; dadurch wird das Aufgehen der Pflanzen beschleunigt und gleichmäßig gemacht. Die Steuerung ist besonders mit Rücksicht auf schwierigere Verhältnisse, wie hügeliges Land, entworfen. Der Vorderwagen wird wie bei einer Drillmaschine gesteuert, unabhängig von seinem Gang kann der Hinterwagen noch besonders gesteuert werden. Die Stange, die ihn mit dem Vordergestell verbindet, hat nämlich ein Gelenk (vgl. Fig. 11) und der vordere Teil der Stange, der seinerseits gelenkig am Vorderwagen sitzt, ist in Form eines Handgriffs nach hinten bis über die Zudeckschare hinaus starr verlängert. Mittels dieses Handgriffs kann also der Drehpunkt der Stange seitwärts verschoben werden, und das Hintergestell mit den Zudeckern folgt dieser Verschiebung.

Nach einer Mitteilung der Firma vom 11. Mai d. J. führt sie ihre Maschine jetzt mit Zudeckscheiben von 350 mm Durchm. aus und gestaltet die Hebel so, daß zwei Gewichte angehängt werden können. Beide Aenderungen werden ohne Zweifel die Wirkung bei den Anhäufeln verstärken.

Die Zudeckmaschinen zeigten bei der Prüfung auf gut vorbereitetem mildem Boden 170 kg Zugwiderstand, die von *Lesser* bei Anwendung der Druckwalzen noch 30 kg mehr.

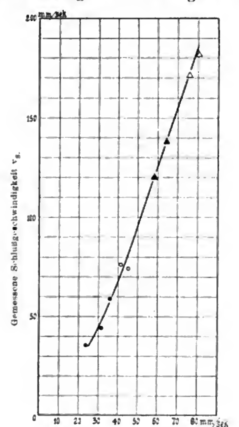
(Schluß folgt.)

Ueber freigehende Pumpenventile.

Von Professor **L. Klein**, Hannover.

(Fortsetzung von S. 357 d. Bd.)

Bei den einzelnen Versuchsreihen ließ ich nun Ventilbelastung und Kolbenhub gleich groß, steigerte aber die minutliche Umdrehungszahl. In den Fig. 9—26 sind Diagramme *einer* solchen Versuchsreihe zusammengestellt. Dabei war der Hub des Kolbens 300 mm, sein Durchmesser 124,6 mm; die Ventilbelastung B_{II} bestand nur aus dem Bleiring R_2 — vergl. Fig. 2 und Tab. 2 —, während die Umdrehungszahl von 60—114,5 zunahm.



Vergleichs-Schlußgeschwindigkeit $v'_s = \frac{\pi}{30} n \mathfrak{h}$

Ventilschlußgeschwindigkeiten $n = 60$ bis 114; $\mathfrak{h} = 3,7$ bis 6,8 mm.

● Gang sehr gut. ▲ Gang gut.
○ Gang sehr gut bis gut. △ Gang gut bis mäßig.

Fig. 27.

Mit der Umdrehungszahl wächst der Hub und der Schlag des Ventils, ebenso der Oeffnungsstoß. Das auf letzteren folgende Herabfallen des Ventils rückt immer näher an das Ende des versetzten Diagrammes, also nach der Kolbenhubmitte zu, so daß beispielsweise bei $n = 114,5$ (Fig. 25) der dem Gleichgewichtszustande entsprechende Ventilhub in der Mitte des normalen Diagramms wesentlich größer sein würde, als er dort erscheint. Er ist für das Diagramm No. 25 jedenfalls noch größer als 6,7 mm und darum ist in der zeichnerischen Darstellung der Versuchspunkt (s. Fig. 29) zwar auf 6,7 mm, die Kurve aber höher gelegt. Man sieht aus den Ventilerhebungslinien, daß der Einfluß des Oeffnungsstoßes sich meist nicht bis zum Schlusse des Ventils erstreckt, und daß er diesen nur wenig oder gar nicht beeinflußt. Die versetzten Ventilerhebungslinien schließen *nicht* tangential an die Nullinie an, woraus hervorgeht, daß auch bei sehr gutem Gang das Ventil mit einer Geschwindigkeit größer als 0 auf seinem Sitze ankommt. Außerdem sieht man, daß der Schreibhebel nach Ventilschluß noch Eigenschwingungen ausführt. In Tab. 1 sind die Ergebnisse dieser Versuchsreihe und in Fig. 27 zu den nach der Sinusbewegung zu erwartenden Schlußgeschwindigkeiten

$$v'_s = \frac{\pi}{30} n \mathfrak{h}.$$

Tabelle 1.

$B_{II} = 5,70$ kg; Kolbendurchmesser = 124,6 mm; Hub = 300 mm.

Umdrehungszahl n	Gang der Pumpe	Ventilhub $\mathfrak{h}$ mm	Vergleichs-Schlußgeschwindigkeit $v'_s = \frac{\pi}{30} . n \mathfrak{h}$ in mm/Sek.	Gemessene Schlußgeschwindigkeit v_s in mm/Sek.	$\lambda = \frac{v_s}{v'_s}$
60	sehr gut	3,8	23,6	35,8	1,5
69,5	sehr gut	4,3	31,3	44,7	1,4
75	sehr gut	4,5	35,4	59,2	1,7
81	sehr gut; Grenze	4,9	42	76	1,8
84	sehr gut; Grenze	5,1	45	74	1,6
95	gut	5,9	58,8	121	2,1
100	gut	6,1	63,8	139	2,2
107	gut bis mäßig	6,8	75,6	172	2,3
114,5	gut bis mäßig	6,7	80,4	183	2,3

die aus dem versetzten Diagramme gemessenen wirklichen Schlußgeschwindigkeiten v_s als Ordinaten eingetragen. Der Umstand, daß die durch den Versuch gefundenen Punkte in Fig. 27 ganz oder nahezu auf einer gleichmäßig verlaufenden Kurve liegen, berechtigt zu schließen, daß bei den Versuchen größere Ungenauigkeiten nicht vorgekommen sind.

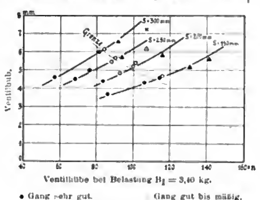
So wie vorstehend mit Ventilbelastung B_{II} und 300 Millimeter Kolbenhub habe ich die Versuche für alle vier Ventilbelastungen, deren Größen in Tab. 2 eingetragen sind, und für vier verschiedene Kolbenhübe durchgeführt und ausgewertet. Die Ergebnisse sind in den Schaulinien der Fig. 28—31 dargestellt.

zusammengestellt. Dabei fällt auf, daß sie für gleiche Kolbenhübe, also für ein und dieselbe Pumpe bei annähernd gleichen Umdrehungszahlen liegen, wenn auch die Ventilbelastungen und damit die Ventilhübe in den untersuchten Grenzen wechseln. Bei gleicher Ventilbelastung, aber verschiedenen Kolbenhüben, Umdrehungszahlen und Ventilhüben bleibt mit genügender Genauigkeit das Produkt aus Umdrehungszahl n und Ventilhub $\mathfrak{h}$ gleich groß, was sich in Fig. 32 dadurch ausdrückt, daß die entsprechenden Punkte auf einer gleichseitigen Hyperbel liegen (vergl. auch Tab. 3). Weiter zeigt sich, daß *an der Grenze des sehr guten Ganges*, also bei gleich geringem Ventilschlag, die *Geschwindigkeit v_s, mit welcher das Ventil auf seinem*

Tabelle 2.
Größe der Ventilbelastung in kg.

Bezeichnung der Belastung	Ventilgewicht unter	außer	Innerer Bleiring R_1 unter	außer	Aeußerer Bleiring R_2 unter	außer	Aeußeres Gewicht in kg	Hebelgewicht in kg	Reibung in kg	Gesamte Ventilbelastung unter Wasser	Bewegte Ventilmasse	Ungefährer Druckverlust im Ventil in m Wassersäule
	Wasser in kg		Wasser in kg		Wasser in kg							
B_I	2,21	2,52	1,16	1,26				0,4	0,37	3,77 ± 0,37 kg	$\frac{1}{g}(2,52+1,26+0,4) = \frac{1}{g}\cdot 4,18$ kg	0,7
B_{II}	2,21	2,52			3,46	3,8		0,4	0,37	6,07 ± 0,37 kg	$\frac{1}{g}(2,52+3,8+0,4) = \frac{1}{g}\cdot 6,72$ kg	1,1
B_{III}	2,21	2,52	1,16	1,26	3,46	3,8		0,4	0,37	7,23 ± 0,37 kg	$\frac{1}{g}(2,52+1,26+3,8+0,4) = \frac{1}{g}\cdot 7,98$ kg	1,3
B_{IV}	2,21	2,52	1,16	1,26	3,46	3,8	0,926	0,4	0,37	8,16 + 0,37 kg	$\frac{1}{g}(2,52+1,26+3,8+0,93+0,4) = \frac{1}{g}\cdot 8,91$ kg	1,4

Zur Bestimmung des Gewichtes und der Reibung des Schreibwerks wurden die beiden in Fig. 3 ersichtlichen Hebel L_2 so weit auf die Seite gerückt, daß sie außer Eingriff mit dem Ventil waren. Sodann wurde L_1 in der



Ventilhübe bei Belastung B_I = 3,40 kg.

• Gang sehr gut. ○ Gang sehr gut bis gut. ▲ Gang gut. Gang gut bis mäßig. × Gang mäßig.

Fig. 28.

Entfernung L_2 von seinem Drehpunkt durch eine Federwage gefaßt und auf- bezw. abwärts bewegt, wobei letztere das Hebelgewicht ± Reibung anzeigte. Das Schreibhebelgewicht ist der Ventilbelastung immer zuzuzählen, die Reibung nur für den Aufwärtsgang, für den Abwärtsgang ist sie abzuziehen.

Da für Neuberechnungen die Grenzen des sehr guten Ganges zugrunde zu legen sind, so bieten diese besonderes Interesse. Sie sind in den Fig. 28—31 strichpunktiert eingetragen, und in Fig. 32, sowie in Tab. 3,

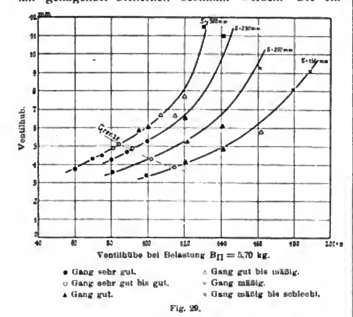
Sitze ankommt, bei gleicher Ventilbelastung gleich groß ist. Die Abweichungen betragen nur bis zu ± 3 v. H. und sind durch Messungsungenauigkeiten erklärbar. Es

Tabelle 3.
Versuchsergebnisse für die Grenze des sehr guten Ganges.

Bezeichnung d. Ventilbelastung	Kolbenhub s mm	Ventilhub $\mathfrak{h}$ mm	Umdrehungszahl n	Vergleichs-Schlußgeschwindigkeit $v'_s = \frac{\pi}{30}\cdot n\cdot\mathfrak{h}$ mm/Sek	Gemessene Schlußgeschwindigkeit v_s mm/Sek.	$\lambda = \frac{v_s}{v'_s}$	$n\cdot\mathfrak{h}$
B_I	300	6	81	51	84	1,6	490
	250	5,5	89	51	83	1,6	490
	200	5,1	99	53	85	1,6	500
	150	4,5	111	52	82	1,6	500
B_{II}	300	5,1	84	45	73	1,6	430
	250	4,7	88,4	44	70	1,6	420
	200	4,3	101	45	69	1,5	430
	150	3,8	114	45	69	1,5	430
B_{III}	300	4,6	84	41	68	1,7	390
	250	4,3	91,2	41	67	1,6	390
	200	3,9	101,8	42	67	1,6	400
	150	3,5	114,8	42	66	1,6	400
B_{IV}	300	4,5	84	40	65	1,6	380
	250	4,1	91	39	66	1,7	370
	200	3,7	102	39	62	1,6	380
	150	3,3	114	39	62	1,6	380

war zu erwarten, daß bei gleichen zum Stoß kommenden Massen der Ventilschlag bei gleicher Ventilschließgeschwindigkeit gleich groß sein wird. Da die Ventilgeschwin-

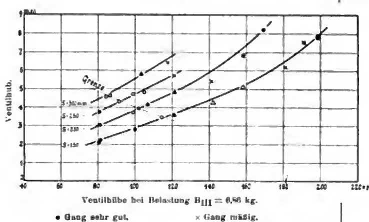
digkeit in der Nähe des Ventilschlusses sich wenig ändert, konnte sie aus der Tangente an das versetzte Diagramm mit genügender Sicherheit bestimmt werden. Die ein-



Ventilhübe bei Belastung $B_{II} = 5{,}70$ kg.

• Gang sehr gut. △ Gang gut bis mäßig.
○ Gang sehr gut bis gut. × Gang mäßig.
▲ Gang gut. ∗ Gang mäßig bis schlecht.

Fig. 29.



Ventilhübe bei Belastung $B_{III} = 6{,}86$ kg.

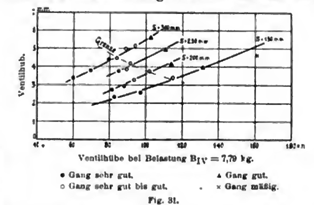
• Gang sehr gut. × Gang mäßig.
○ Gang sehr gut bis gut ∗ Gang mäßig bis schlecht.
▲ Gang gut. ● Gang schlecht.
△ Gang gut bis mäßig.

Fig. 30.

zelnen von jedem Versuch ausgewerteten 3 — 10 Diagramme ergaben denn auch von den in Tab. 3 eingeschriebenen Mittelwerten nur Abweichungen von weniger als $\pm 3^1/_2$ v. H., welche wieder durch Messungsungenauigkeiten erklärbar sind.

Die Versuche zeigen aber ferner, daß die Ventilschließgeschwindigkeit aus dem Ventilhub und der Umdrehungszahl errechnet werden kann.

Würde das Ventil sich genau nach dem Sinusgesetze auf und ab bewegen, das wäre also so, wie ein einfaches Pendel aus seiner Mittellage seitwärts und dann bis in



Ventilhübe bei Belastung $B_{IV} = 7{,}79$ kg.

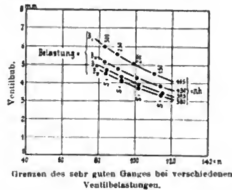
• Gang sehr gut. ▲ Gang gut.
○ Gang sehr gut bis gut. × Gang mäßig.

Fig. 31.

die Mittellage zurück schwingt, dann würde die Schließgeschwindigkeit einfach gleich

$$v'_s = \frac{\pi}{30}\, n\, \mathfrak{h}$$

sein. In Wirklichkeit ist diese aber λ mal so groß und



Grenzen des sehr guten Ganges bei verschiedenen Ventilbelastungen.

Fig. 32.

die Versuche haben ergeben, daß an der Grenze des sehr guten Ganges bei dem untersuchten Ventil für die verschiedenen Belastungen das λ konstant gleich 1,6 war (s. Tab. 3), so daß die wirkliche Schließgeschwindigkeit für ähnliche Ventile in ähnlichen Wasserverhältnissen sich errechnen läßt zu

$$v_s = 1{,}6\, \frac{\pi}{30}\, n\, \mathfrak{h}.$$

(Schluß folgt.)

Hammerwerke mit Kraftantrieb.

Von Professor **Pregél**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 346 d. Bd.)

Masseys Fallhammer.

Die Firma *B. & S. Massey* in Openshaw-Manchester baut nach „Engineering" den in Fig. 58—61 gezeigten Fallhammer mit exzentrisch gelagerten, gegensätzlich umlaufenden Triebrollen, welche ein Brett fassen, an dem der Hammerbär befestigt ist und das nach erfolgter Ausrückung einer der beiden Triebrollen fällt. So einfach die Wirkungsweise des Hebens, Auffangens und des Freifallens bei stets gleicher Hubhöhe ist, ebenso umständlich werden die Einrichtungen, sobald es sich um verschieden große Fallhöhen handelt, wobei eine Aenderung der Schlagstärke nur während der Arbeitspause durch versetzbare Hubstellwerke möglich wird.

Auf den schweren Sockel *a* (Fig. 58 u. 59) sind zwei Führungsständer *b* und *c* geschraubt, deren gemeinsames Kopfstück *d* die Lager für die Wellen der beiden gegensätzlich umlaufenden Antriebscheiben *f* trägt. Diese

Wellen laufen in exzentrisch gebohrten Büchsen *g*, die paarweise durch je eine angegossene Kappe verbunden sind. An die Kappen greifen die Zugstangen *i* und *l* gelenkig an, durch die ein Ausschwingen der Lagerbüchsen *g* möglich und damit eine Verstellung der Antriebrollen *h* erreicht wird.

Nun ist die Einrichtung getroffen, daß eines der beiden Büchsenlagerpaare, durch die Zugstange *i* vermöge der

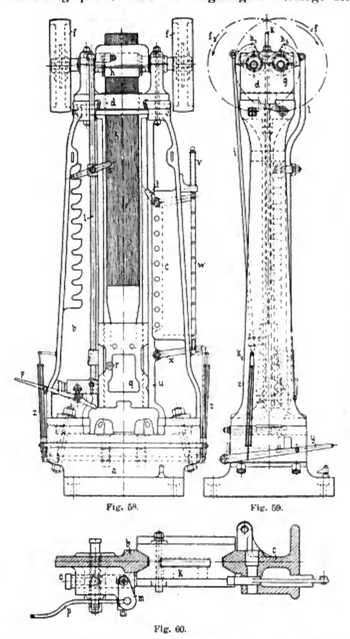


Fig. 58. Fig. 59.

Fig. 60.

Stellmuttern k_1 eine feste Einstellung erhält, so daß die Antriebrolle h_1 in beliebiger Schärfe dem Hammerbrett *k* als Führung und Stütze dient. Dagegen wird die rechts umlaufende Antriebwelle mit der Rolle h_2 durch das Eigengewicht der Stange *l* an das Hammerbrett gepreßt, so daß der Aufhub des Hammerbärs erfolgt, sobald diese Stange ihre Unterstützung verliert und das Eigengewicht derselben tätig wird.

Zu diesem Behufe ist am unteren Stangenende von *l* der Arm *m* (Fig. 60 u. 61) befestigt, in welchem seitlich das Stäbchen *n* stellbar eingesetzt ist, welches vom Riegel *o* getragen wird, sobald derselbe, unter Federwirkung stehend freigelassen, nach rechts geschoben ist. Wenn nun dieser Riegel durch den Handhebel *p* (Fig. 60) zurückgelegt wird, gelangt das Riegelloch unter das Stäbchen *n*, so daß mit dem dabei eintretendem Fall der Stange *l* der Aufhub des Hammerbärs *q* eingeleitet wird.

Wenn aber im Aufhube die am Bär befindliche Rolle *r* (s. a. Fig. 58) an den Hebel *s* schlägt, der seine Stützung in einem der Zahnkerben des Ständers *b* findet, sonst aber in gewünschter Höhenlage an die Zugstange *l* geklemmt ist, wird diese letztere durch den hochfliegenden Hammer aus dem Riegelwerk gehoben, dadurch der Antrieb ausgerückt, so daß der Bär frei fallen und nach vollendetem Hub wieder steigen kann, sofern der Riegel *o* durch ein am Handhebel *p* befindliches Kettchen in die mit den Stäbchen *n* übereinstimmende Rechtslage festgelegt wird.

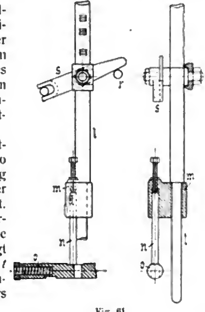


Fig. 61.

Wird diese Feststellung unterlassen, so tritt die Federwirkung auf den Riegel ein, der Antrieb bleibt ausgerückt. Um aber den Bär in vorgeschriebener Hochlage zu erhalten, unterfängt ihn der Knaggenhebel *t* (Fig. 58), der in eine Zahnlücke *u* des Hammerbärs einsetzt.

Sowie aber entweder der einfache Freifall des Hammers oder ein fortlaufender Betrieb desselben erfolgen soll, muß dieser Knaggenhebel *t* zurückgestellt werden, wozu die durch eine Windungsfeder *v* getragene Stange *w* dient, welche an dem unteren Hebel *x* des Parallelgestänges angelenkt ist und mit dem Fußtrittrahmen *y* in Verbindung steht, der durch Tragfedern *z, z* in seiner Hochlage gehalten wird.

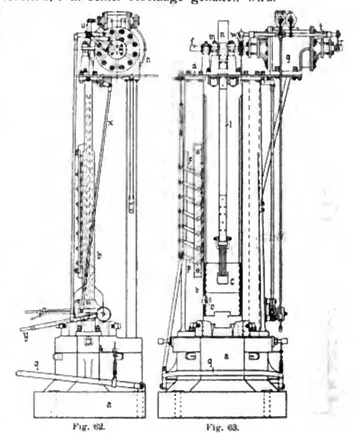


Fig. 62. Fig. 63.

Um die gewünschten verschiedenen Fallhöhen zu erhalten, sind im Ständer *b* eine Reihe von Zahnlücken für den Hebel *s* und im Ständer *c* eine entsprechende Reihe von Löchern für den Bolzen der Hebelklinke *t* vorhanden.

Bretts Fallhammer.

Von der *Bretts Patent Lifter Company* in Coventry

(England) wird nach „Engineering" 1903, II, 685, der in Fig. 62—65 vorgeführte Fallhammer gebaut.

Zwei mit dem Ambosstock *a* verschraubte Ständer *b* geben dem Hammerbär *c* Führung, während die Kopfplatte *d* die Lager der Welle *f* trägt, die mit der Aufzugmaschine (Fig. 65) in Verbindung steht.

Diese besteht aus der Zylindertrommel *g*, die mit stark verrippten Deckeln abgeschlossen, den drehbaren Flügelkörper *h* aufnimmt, der an den eingeschraubten Zwischenteil *i* anschlägt. Durch dieses Zwischenstück *i* wird

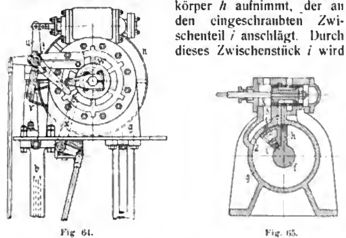


Fig. 64.

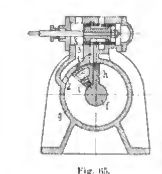


Fig. 65.

der Trommelraum derart geteilt, daß der Einströmkanal *1* rechts, die Ausströmungsöffnung *2* links von *i* liegt. Zwischen beiden spielt das Flügelstück *h*, wobei federnde Leisten die Abdichtung an der Zylinderwand und an der Nabe besorgen. Wird der Verteilungsschieber *k* in die Lage (Fig. 65) gebracht, so tritt Preßluft durch *1* hinter den Flügel *h*, dreht denselben rechts, bis er den Kanal *2* überschreitet und an die linke Flanke des Zwischenstückes *i* zur Anlage gelangt. Vorher muß aber der Schieber *k* nach rechts sich verschieben und den Einstömkanal *1* abschließen, bei weiterer Rechtsschiebung von *k* aber den Kanal *1* für die Ausströmung freigeben.

An der Flügelwelle *f* sind außen zwei Hebel geklemmt, die an den Enden verbunden den Riemen *l* fassen, an welchem der Bär *c* angeschlossen ist. Dieser Riemen wird beim Ausschwingen der Hebel *m* über die lose Rolle *n* gelegt, welche zwischen den beiden Hebeln *m* liegend, dem Riemen die erforderliche Vertikalführung gibt. Ist der Bär gehoben, so dient das siebenfache Knaggensystem *p* dazu, ihn durch *o* in gewünschter Höhenlage aufzufangen.

Wird dieses Knaggensystem *p* durch den Fußtrittrahmen *q* zurückgestellt, so erfolgt der Hammerschlag. Dabei muß aber der Kolbenschieber *k* (Fig. 65) vollständig nach rechts gesteuert werden, damit Kanal *1* mit der Ausströmung *3* in Verbindung gebracht und eine Kompression der Luft von dem linksdrehenden Flügelkörper *h* vermieden wird. Hierzu dient der an der Flügelwelle *f* aufgeklemmte Hebel *r* (Fig. 62 u. 64), der den Hebel *s* trifft, dadurch die Steuerwelle *t* und damit den Hebel *u* dreht, wodurch *k* nach rechts ausschwingt.

Zum Linkssteuern des Kolbenschiebers *k* dient der Kettenzug *v*, dessen Kette sich auf eine Rolle *w* der Antriebwelle wickelt, während das freie Kettenende an dem feststellbaren Winkelhebel *x* sitzt. Dadurch kann die Kettenlänge veränderlich gemacht und der Zeitpunkt der selbsttätigen Umsteuerung beliebig verlegt und der Werkstückshöhe angepaßt werden. Zur Einleitung der Umsteuerung ist das Handhebelgestänge *y* vorgesehen, welches völlig unabhängig auf den zweiten Kolbenschieber einwirkt.

Bretts Gesenk-Schmiedemaschine.

Die in Fig. 66 u. 67 vorgeführte, mit *Bretts* Ausrückschloß versehene doppelte Schmiedemaschine ist mit einem, den Stanzmaschinen ähnlichen Gestell *a* ausgebaut, in dem zwei unabhängige Kurbelwellen *b* gelagert sind, die zur besseren achsialen Führung an der Stoßstelle über einen freien Mittelzapfen *c* greifen. Ueber dieser Stoßstelle läuft lose das als Riemenscheibe wirkende Schwungrad *d*. In seinem Kranz sind gegensätzlich zwei prismatische Riegel $f_1 f_2$ vorgesehen, an deren Außenseiten je eine, nach dem betreffenden Kreisradius gerundete Randleiste sich befindet.

Jeder dieser Riegel f_1 f_2 dient für eine Maschinenseite und zwar der obere f_1 für die linke und der untere f_2 für die rechte Kurbelwelle. Fig. 67 zeigt den oberen Riegel in der Ausrückstellung, den unteren dagegen für den Schmiedebetrieb eingestellt. Er ist hierzu durch den Fußtritthebel g_2 so weit aus dem Schwungradkranz geschoben, daß der auf der Kurbelwelle *b* festgeklemmte Hebel h_2 seinen Anschlag findet. Dieser Riegel f_2 wird daher den Hebel h_2 treffen und das Schwungrad die rechte Kurbelwelle so lange mitnehmen und drehen, als der Fußtritthebel g_2 niedergehalten wird.

Wird jedoch der Fußtritthebel g_2 freigelassen, so zieht eine Feder (s. die Darstellung für die linke Seite) die Trittseite dieses Hebels hoch, wodurch der Riegel f_2 in den Schwungradkranz geschoben wird, indem der am kurzen Hebelarm angeschlossene Schieber *k* durch seine Zahnrinne die Querverschiebung besorgt. Obwohl dieser Schieber vom Fußtritthebel getragen wird, so erhält derselbe doch eine kräftige Seitenführung, weil er in der Einrückstellung als Anschlag für den Hebel h_1 dient. Dadurch ist es ermöglicht, daß die Stanzkurbel *b* in der Ruhelage stets die Hochstellung einnimmt.

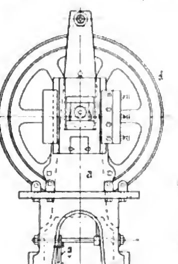


Fig. 66.

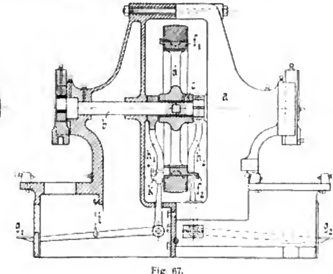


Fig. 67.

Ferns Schmiedemaschine.

Im Steinbruchs- und Bergwerksbetrieb, sowie im Eisenbahnbau, namentlich beim Tunnelbau sind eine große Zahl von Gesteinsbohrern täglich anzuschärfen, deren Kosten so ansteigen, daß unter Umständen die Anschaffung einer besonderen Gesenkschmiedemaschine sich bezahlt macht.

Von *Robey* in Lincoln (England) wird nach „Engineering" die in Fig. 68—78 erklärte Maschine diesem und auch anderen ähnlichen Zwecken dienend, gebaut.

Diese von *Fern* entworfene Maschine entspricht zwar den bekannten, alten Schmiedemaschinen mit Exzenterbetrieb, weicht aber von diesen in den Einzelheiten und besonders in der Anordnung der Schnellschmiede zum Härten ab.

Außerdem sind die Schmiedegesenke doppelseitig gemacht, so daß die Maschine auch gleichzeitig von zwei

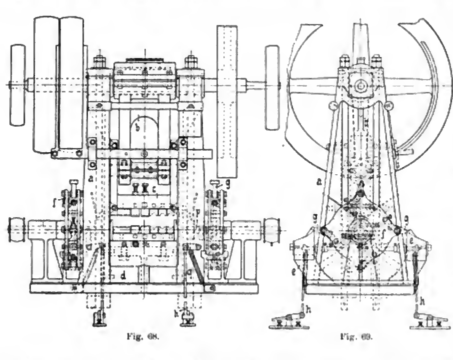


Fig. 68. Fig. 69.

Seiten benutzt werden kann. Dadurch steigt die Leistungsfähigkeit dieser mit $N = 3$ PS arbeitenden Maschine auf 3500—4500 Steinbohrer in zehn Arbeitsstunden, welche beim Anschärfen in warmem Zustande einen Materialverlust von kaum 20—30 kg ergeben. Durchschnittlich ar-

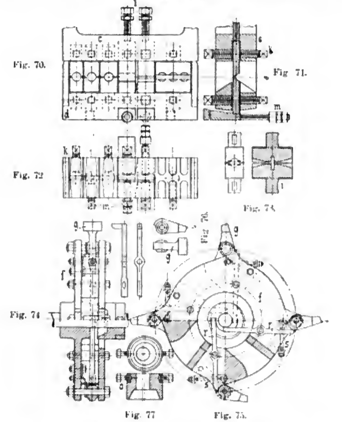


Fig. 70. Fig. 71. Fig. 72. Fig. 73. Fig. 74. Fig. 76. Fig. 77. Fig. 75.

beitet die Gesenkschmiede mit $n = 350$ i. d. Minute, während die beiden Seitentrommeln mit $n = 1200$ minutlichen Drehungen umlaufen, und da jede Trommel vier Hämmer enthält, so wird der zu schärfende Bohrer minutlich mit annähernd 5000 Hammerschlägen getroffen.

Im Gestellrahmen a (Fig. 68 und 69) lagert die Antriebwelle mit den üblichen Antriebscheiben. Durch die Exzenterschubstange b wird der Gesenkrahmen c betätigt, welcher gegen den in das Gestell eingebauten unteren festen Gesenkblock d wirkt. An den äußeren Flanken der Gestellplatte sind je ein Amboß e vorgesehen, gegen welchen die in der Schmiedetrommel f eingelenkten Hämmer g wirken. Diese Trommelschmiede fg wird nur nach Bedarf betätigt, wozu eine mittels Fußtritthebels h zu verstellende Reibungskupplung dient, während der Betrieb des Hauptgesenkwerkes ein fortlaufender bleibt.

Die in Fig. 70—72 herausgehobenen Hammerblöcke c und d enthalten die Hammerwerkzeuge i (Fig. 73), die mittels Schrauben k gehalten und mittels Keilschrauben m stellbar, staffelförmig die Kopfformen des Gesteinsbohrers enthalten.

Das Schnellhammerwerk f (Fig. 74 u. 75) läuft frei auf der kurzen Seitenwelle und wird mittels Reibungskupplung o (Fig. 77) zum Betriebe ein- und ausgerückt, wozu der Gabelhebel p und die Ausrückfeder q (Fig. 68) dienen, während ein Teil der Kupplungsmuffe o, die exzentrisch ausgebildet ist, die Rücklage der Hämmer g besorgt.

Die durch Fliehkraft ausgestreckten Hämmer g (auch Fig. 76) schlagen gegen den am Amboß liegenden Steinbohrer, müssen infolgedessen ausweichen und sich nach rückwärts drehen können. Nun sind zur Hubbegrenzung die Hebel r, welche durch die Federschraube s an die Nabe des Hammers g angedrückt werden, zwischen den beiden Scheiben des Trommelwerkes f drehbar eingesetzt und stützen sich mit dem anderen Ende auf die exzentrische Nabe des Kupplungsmuffes o. Diese Hebel r werden alsdann bei ausgerückter Muffe o auch frei und durch die Druckfeder auf s an die Hammernabe g angedrückt.

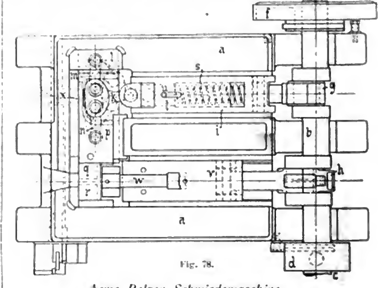


Fig. 78.

Acme Bolzen Schmiedemaschine.

In Fig. 78 ist der Grundriß einer solchen, von der *Acme Machinery Company* in Cleveland, Ohio, gebauten Maschine gezeigt, mit welcher aus Rundstäben Schraubenbolzen mit angestauchtem Kopf geschmiedet werden. Nach „Engineering" lagert in dem schweren Bettgestell a die doppelte Kurbelwelle b, welche bei c ein loses als Riemenscheibe wirkendes Schwungrad trägt. Durch ein in der aufgekeilten Nabe d vorgesehenes Schloß erfolgt die Verkuppelung von Schwungrad mit Kurbelwelle von einem

Fußtritthebel aus in bekannter Weise, während die Kammscheibe *f* ein Stell- und Ausstoßwerk betätigt, welches in Fig. 78 nicht eingezeichnet ist.

Im Bettgestell sind nun zwei Schlitten geführt, welche durch die Kurbelschubstangen *g* und *h* betrieben werden, von denen *g* das Klemmen und *h* das Anstauchen besorgt. Am Schlitten *i* ist ferner der Kreuzkopf *k* mittelbar angelenkt, welcher mit den Stelzen *m* und *n* ein Kniehebelwerk bildet, das seine feste Stütze im Block *l* findet und dadurch den Schiebeblock *p* in der Querrichtung vorschiebt. An diesem ist das Gesenk *q* angebracht, welches sein Gegenstück in *r* findet. Um das Maschinengestell sowohl gegen Bruch zu sichern, als auch die Dauer der Pressung zu verlängern, ist im Schlitten *i* eine starke Windungsfeder *s* eingeschlossen, die auf den Schieber *t* wirkt, an welchem unmittelbar das vorerwähnte Kniehebelwerk *k*, *m*, *n* angesetzt ist. Bei beginnendem Rückgang des Schlittens *i* wirkt die Feder *s* fortdauernd auf das gestreckte Kniehebelwerk auf Schluß, so daß der Rückzug erst bei Anschlag des in *t* befindlichen Stiftes *u* am Langschlitzboden des Schlittens *i* beginnt. Mit dem im zweiten Schlitten *v* angebrachten Gesenk *w* wird der Bolzenkopf angestaucht. Am Schiebeblock *q* ist ferner die Rundstabschere *x* mit stellbarem Längenanschlag vorgesehen, der unter dem Kniehebelwerk, in Fig. 78 nicht sichtbar, angeordnet ist.

(Schluß folgt.)

Fahrwasseraustiefung mittels Rolleggen.

Schon mehrfach hat man versucht, die Austiefung eines Fahrwassers dadurch zu erzielen, daß man durch Loslösen und Aufrühren des Bodens dem Strome Gelegenheit bot, die Sand- und Schlammteile abzuführen. Der Boden muß dazu nur mechanisch aufgebrochen werden, wozu bis jetzt gewöhnlich flache Eggen verwendet wurden. Unter anderem hat man diese Arbeitsweise in der Mündung des sogen. Neuen Wasserweges bei Rotterdam und mit großem Erfolg auch bei der Verlegung des Solo-Flusses bei Oedjoeng Pangka auf Java in Anwendung gebracht. Auch bei der Flußregulierung des Mississippi hat man günstige Erfahrungen gemacht.

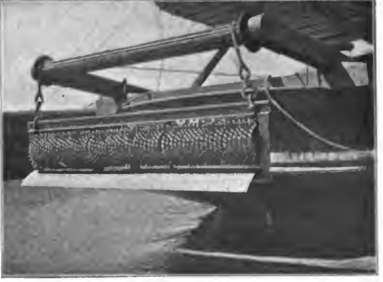


Fig. 1.

Natürlich kommt diese Arbeitsweise nur in Betracht bei der Austiefung der nahe dem Meere gelegenen Flußstrecke, da man sonst Gefahr läuft, daß die aufgerührten Teile sich etwas weiter flußabwärts wieder absetzen und hier eine neue Untiefe bilden.

In einem „Report on the Taku Bar raking experiments 1906" wird nun ausführlich über von Ingenieur *Thos. Ferguson* im Auftrag des chinesischen Hafendepartements ausgeführte Versuche bei der Mündung des Haiho berichtet, wobei zum ersten Male Rolleggen zur Anwendung kamen. Wir entnehmen die nachstehenden Angaben der Zeitschrift „De Ingenieur" 1907, No. 12. Die Taku-Bank liegt quer vor der Flußmündung, etwa 6 — 7 km außerhalb der Hochwasserstrandlinie. Man kann also mit Sicherheit annehmen, daß von den aufgerührten und vom Fluß mitgenommenen Sandteilen nur ein sehr geringer Teil sich wieder in dem Fahrwasser absetzen wird.

Die betrachtete Arbeitsweise konnte hier besonders auf Erfolg hoffen, da sowohl der Sand wie die lehmigen Bestandteile sehr fein sind. Die Bank schließt an den beiden Ufern an, sie bildet daher gewissermaßen ein Stauwehr, indem sie dem freien Austritt des Wassers ein Hindernis in den Weg legt. Unter gewissen Umständen beträgt der Höhenunterschied des Wasserstandes auf beiden Seiten der Bank bis zu etwa 0,6 m. Bei gewöhnlicher Ebbe steht nur etwa 0,6—0,9 m Wasser über der Bank, bei tiefster Ebbe sogar nur 0,3 m.

Die hier benutzte Rollegge (Fig. 1) besteht aus einer der Kraft des Schleppschiffes angepaßten Anzahl gußeiserner Radscheiben, die lose auf einer Achse von 50 mm Durchm. sitzen. Die Scheiben haben 300 mm Durchm., sind am Umfang 32 mm breit und an der Nabe 50 mm. Am Umfang sind 24 scharfe Stahlzähne von 50 mm Länge angegossen.

Das Ganze wird von einem aus Winkeleisen gebildeten Rahmen umfaßt, an dem die Schlepptaue befestigt sind.

Die Zähne erhielten eine gebogene Form, um möglichst leichtes Eindringen in den Boden und zugleich gutes Aufwerfen des Sandes zu erzielen.

Unmittelbar hinter den Scheiben ist an dem Rahmen eine 300 — 450 mm breite Eisenplatte angebracht, um die aufgebrochenen Bodenbestandteile so viel wie möglich von den Zähnen zu lösen.

Die zwei an den Enden des Rahmens befestigten Drahtseile führen über die am Hinterende des Schiffes gelagerte Rolle, vereinigen sich in einem Abstand von 6 m von der Egge zu einem einzigen Schlepptau, das nach einer Winde geführt wird. Die Egge wird etwa 25 m hinter dem Schiffe hergeschleppt, währenddessen das Schlepptau nicht mit der Winde verbunden bleibt, sondern in einen am Schiffskörper angebrachten Haken angehängt wird. Diese Maßregel hat sich als unbedingt notwendig herausgestellt, da es öfters vorkam, daß die Egge in Bodenlöchern stechen blieb und das Schiff dadurch plötzlich zum Stillstand gebracht wurde. Das Schlepptau hatte eine Bruchfestigkeit von 11 t.

Das Manövrieren mit den drei bei den Versuchen benutzten Schleppschiffen scheint nach einiger Uebung keine Schwierigkeit gemacht zu haben. Die Schiffe konnten um einen halben Kreis von etwa 75 m Mittellinie drehen, ohne die Rollegge herauf zu holen.

Die drei Schiffe haben im ganzen 1400 Stunden ge-

arbeitet und dabei eine fast 0,5 m tiefe Rinne von 110 m Breite gebildet. Die Kosten betrugen fast 17 Pfg. f. d. Kubikmeter, während 40 000 cbm entfernt wurden.

Die Versuche haben die *Haiho Conservancy Commission* so sehr befriedigt, daß man beabsichtigt, in diesem Jahre eine Fahrrinne von 1,20—1,50 m Tiefe in gleicher Weise herzustellen.

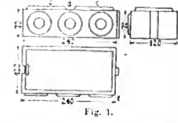
F. Kerdyk.

Aus der Praxis.

Glasbausteine.

Die ältesten Glasbausteine sind die nach dem Patent von *Falconnier*[1]) hergestellten, geblasenen, hohlen Glasbausteine, die bis auf eine kleine Oeffnung ringsum geschlossen sind und von den Adlerhütten in Penzig hergestellt werden. Neuerdings bringen die *Deubener Glaswerke* einen Glasbaustein Marke Faust in den Handel, der einige recht zweckmäßige Eigentümlichkeiten aufweist. Sie sind, abgesehen von besonderen Formsteinen, im Format der Normalsteine gehalten, so daß sie im Verband mit gewöhnlichen Mauersteinen in jeder Wand zur Herstellung von Lichteinlässen Verwendung finden können. Wichtig ist, daß solche Lichteinlässe nach einer neueren oberinstanzlichen Entscheidung nicht als Fenster im baupolizeilichen Sinne angesehen werden, daher also auch in Brandmauern angebracht werden können. Die Steine sind nicht aus ordinärem, sondern aus weißem oder nach Wunsch gefärbtem Glase durch Pressen hergestellt und sorgfältig gekühlt, so daß sie nicht spröde wie manche ältere Fabrikate sind. Durch eine einfache Ornamentierung der Kopffläche ist dafür gesorgt, daß sie bei voller Lichtdurchlässigkeit doch undurchsichtig sind. Sie ertragen eine Belastung von durchschnittlich 9000 kg und ihre Gestalt ist so, daß sie ohne Mörtel oder dergl. aufgebaut einen festen Verband ergeben. Zum Abdichten der Fugen hat sich am besten Zement bewährt.

Fig. 1 zeigt einen solchen Stein in Seitenansicht, Kopfansicht von rechts und im Grundriß. Der einzelne Stein bildet einen an der Grundfläche offenen Kasten. Auf der oberen Seite befinden sich zwei quadratische Erhöhungen *c*, deren Umriß dem lichten Querschnitt des Hohlraumes entspricht. Die beiden Erhöhungen lassen zwischen sich einen Raum *d* frei, in welchem die nebeneinander liegenden Kopfwände zweier zusammenstoßender Steine hineinpassen. Außerdem greifen die an den Kopfwänden befindlichen Nasen und Nuten ineinander.


Fig. 1.

Die auf der Lichtfläche vorspringenden Augen dienen teils der Verzierung, teils dem Zwecke, die Wand undurchsichtig zu machen. Vielfach wird indessen ein Wellenrelief an der Kopfseite (s. Fig. 2) bevorzugt. Wichtig ist die Frage der Ausbesserung, falls durch ungewöhnliche Gewalt einzelne Steine einer Wand zertrümmert sind. Für diesen Fall werden besonders geformte Ersatzsteine hergestellt, welche nach Entfernung der Trümmer in die Lücke eingefügt werden.

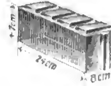


Fig. 2.

Die allgemeinen Vorzüge der hohlen Glasbausteine sind bekannt, Lichtdurchlässigkeit, Wetter- und Säurebeständigkeit, Isolierungsvermögen gegen Wärme, Kälte, Schall.

Aus demselben Glase stellen die sächsischen Glaswerke auch Biberschwänze, und zwar auch mit Drahteinlage und Falzziegel in verschiedenen gangbaren Formaten her, die ohne weiteres mit den gewöhnlichen Dachziegeln eingedeckt werden können und daher statt der Dachfenster unter wesentlicher Kostenersparnis angewendet werden können.

Endlich werden auch Fußboden- und Wandbelagplatten hergestellt, mit durch Relief gerauhten bezw. verzierten Sichtseiten und unterschnittenen Vorsprüngen an der Rückseite, die in den Mörtel eingebettet werden und der Platte Halt geben.

[1]) s. D. p. J. 1896, Bd. **302**, S. 275.

Betonrandsteine mit Hartgußeisenschutz.

Seit drei Jahren werden in München Versuche mit Betonrandsteinen mit Eisenarmierung gemacht, die sich ausgezeichnet bewährt haben.

Die sonst zur Verwendung gekommenen Kurvensteine aus Granit an Straßenkreuzungen, welche einen lebhaften Verkehr aufzuweisen haben, waren schon nach wenigen Jahren derart abgenutzt, daß ihr Ersatz sich unumgänglich notwendig erwies.

Die häufige Auswechselung der Randsteine verteuert sie ganz wesentlich, und dies ist noch mehr bei den mit Holz und Asphalt gepflasterten Straßen der Fall, weil der Aufbruch und die Wiederherstellung des Pflasters längs der zu erneuernden Kurvensteine ganz erhebliche Kosten verursacht, welche nahezu den halben Kosten der Granitsteine gleichkommen.

Da sowohl diese Kosten, als auch die für den Ersatz der neuen Granitsteine zumeist von den Gemeinden bestritten werden müssen, lag die Notwendigkeit vor, ein besseres und dauerhafteres Material für Kurvenrandsteine zu gewinnen, um so mehr, als dies vom Standpunkt der Verkehrssicherheit geboten war, ganz abgesehen von der ästhetischen Rücksichtnahme.

Diese mit Hartgußeisen (aus dem *Berg- und Hüttenwerk Achthal*, Oberbayern) armierten Betonrandsteine stellen sich allerdings bei erstmaliger Verwendung etwas höher als die Granitrandsteine, doch besteht nach den bisherigen Erfahrungen sicher kein Zweifel, daß sie eine erheblich längere Dauer als die Granitrandsteine haben. Nach den in München gemachten Erfahrungen dürfte sich bezügl. der Kosten im Lauf der Jahre das Verhältnis 1 : 3 ergeben, was bezügl. der Kosten wesentlich zugunsten der Betonrandsteine spricht.

Die Konstruktion der Eisengerippe ist derart, daß selbe vollständig in Beton eingehüllt sind, so daß eine möglichst innige Verbindung zwischen Eisen und Beton ermöglicht ist. Bekanntlich ist ja die Verbindung des Eisens mit dem Beton eine sehr innige, der Anheftungskoeffizient wird gewöhnlich mit 7,5—15 kg f. d. qcm mit absoluter Sicherheit angenommen. Eine Lockerung des Eisens und der Betonhülle hindert die äußerst feste Bauart, wie dies auch die bisher ausgeführten Randsteinsetzungen bewiesen haben.

Die durch Anfahren und Aufsteigen der Räder — selbst schwerster Fuhrwerke — verursachten heftigen Erschütterungen haben keinerlei Beschädigungen und Abnutzungen hervorgerufen, die Randsteine zeigten ein vollkommen sicheres Verhalten.

In Straßen mit größeren Steigungen empfielt es sich, für die geraden Strecken ebenfalls armierte Betonrandsteine

zu verwenden, weil die Randsteine in solchen Straßen zum Bremsen der Räder schwerer Fuhrwerke — ganz besonders im Winter bei Glatteis (Rutschen der Räder an die Randsteine) — benutzt und die gewöhnlichen Granitrandsteine erfahrungsgemäß schon in kurzer Zeit sehr stark abgenutzt werden.

In der Magistratssitzung vom 5. März 1907 wurde seitens des Vorstandes des Stadtbauamtes das beste Zeugnis über die Dauerhaftigkeit der armierten Randsteine ausgestellt.

Die Herstellung des Betons kann jeweilig am Orte der Verwendung betätigt werden.

München, im April 1907. *E. Z.*

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Zeitzähler für Straßenbahnen. (*Wagmüller.*) Die bisher verwendeten Zeitzähler geben an, wie lange ein Wagenführer während der Betriebsdauer des Wagens den Motoren Strom zugeführt hat. Da letztere jedoch bei Parallelschaltung doppelt so viel Strom dem Netz entnehmen, als bei Hintereinanderschaltung, wird zweckmäßig für beide Schaltarten die Einschaltdauer gesondert gezählt. In dem neuen Apparat sind daher zwei Zähler vereinigt, deren Antrieb gemeinsam durch einen Elektromotor erfolgt. Letzterer besitzt einen Dreizack-Eisenanker, der in dem Streufelde eines Dauermagneten mit acht Umdrehungen i. d. Minute läuft. Die auf dem kleinen Kommutator schleifenden Bürsten sind je in ihrem Schwerpunkt gelagert, um Einflüsse durch Erschütterungen auszuschließen. Der Stromverbrauch des Zählers beträgt 8 Milliampere, die Bürstenspannung 4 Volt. Der hierzu nötige Vorschaltwiderstand ist auf Porzellanrollen mit Unterteilungen untergebracht und ferner so bemessen, daß er den einen oder anderen Zähler nach Aenderung der Schaltung in Tätigkeit setzt. (Elektrotechnische Zeitschrift 1907, S. 216—217.) *Pr.*

Eisenbahnwesen.

Schienenverbindungen im Simplon-Tunnel. (*Rupp.*) In seinem Aufsatz über den elektrischen Betrieb im Simplontunnel, der im wesentlichen aus anderen Quellen bereits Bekanntes enthält, teilt der Verfasser mit, daß elektrischer Betrieb ursprünglich nicht beabsichtigt und bei der Verlegung der Gleise auf eine Stromleitung durch die Schienen keine Rücksicht genommen war. Man untersuchte daher, ehe man an eine Aenderung heranging, die elektrische Leitfähigkeit des verlegten Gleises und fand für 10 m Schienenlänge ohne Stoß einen Widerstand von $2{,}57 \times 10^{-4}$ Ohm bei einer Temperatur von — 1° C. Dieselbe Gleislänge mit einem Stoß ergab Werte von 3,80 bis $21{,}62 \times 10^{-4}$ Ohm. Eine unmittelbare Verwendung des Gleises ohne besondere elektrisch leitende Verbindungen war daher ausgeschlossen. Letztere wurden in der Weise hergestellt, daß mittels eines fahrbaren Sandstrahlgebläses die Schienen und die Laschen an den 2×166 bezw. 2×150 qcm großen Berührungsflächen von ihrer Oxydschicht befreit und nach Bestreichen mit einer Metallpasta wieder zusammengeschraubt wurden. Außerdem wurden beide Schienen des Gleises alle 100 m gemeinsam mit Erdverbindungen verschraubt. Der Widerstand eines Schienenstückes von 10 m Länge mit einem Stoß ergab dann nur noch einen Widerstand von im Mittel $2{,}42 \times 10^{-4}$ Ohm. In dem Aufsatze sind ferner die Ergebnisse einer Reihe von Versuchen betreffend die Leitfähigkeit von Eisenbahnschienen für Wechselströme verschiedener Stärke durch Schaulinien und Oscillogramme erläutert. (Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure 1907, S. 213 - 219.) *Pr.*

Eisenbeton.

Druckversuche mit Eisenbetonsäulen. (*Thullié.*) *Thullié* hat 88 Eisenbetonsäulen, welche zur Hälfte im Laboratorium, zur Hälfte auf dem Werkplatz erzeugt waren, bis zum Bruch untersucht und zieht folgende Schlußfolgerungen aus den Ergebnissen:

1. Die Tragfähigkeit der Eisenbetonsäulen hängt sehr von der sorgfältigen Ausführung ab. Die unter sorgfältiger Aufsicht im Laboratorium hergestellten Säulen zeigten eine größere Tragfähigkeit als die unter gewöhnlichen Verhältnissen in der Fabrik hergestellten Säulen.

2. Die Säulen sind nur auf Knicken zu berechnen, wenn ihre Länge größer als das 18,8 fache der kleinsten Querschnittsbreite ist.

(Nach den preußischen Bestimmungen ist diese Berechnung für $\frac{l}{b} > 18$ erforderlich.)

3. Die Zerstörung erfolgte durch Ueberwindung der Scherfestigkeit des Betons.

4. Die gewöhnliche Formel

$$\sigma_b = \frac{P}{F_b + 15\,F_e}$$

zur Berechnung der Betondruckspannungen überschätzt die Wirkung der Eiseneinlagen, besonders bei größeren Einlageprozenten. Die Formel kann höchstens bis 2,5 v. H. Einlage verwendet werden.

5. Die Bruchbelastung wächst mit der Vermehrung der Querarmierung; dies wurde bei dünnen Eiseneinlagen und geringem Prozentsatz Eisenquerschnitt nachgewiesen. Die Versuche sind aber noch nicht zahlreich genug, um daraus eine bestimmte Regel ableiten zu können.

6. Eine Umschnürung (Spiralarmierung, beton fretté) ist viel vorteilhafter als eine einfache Bügelanordnung. Die Erhöhung der Bruchfestigkeit betrug 25 bis 40 v. H. Die für umschnürte Säulen gefundenen Bruchspannungen zeigen mit den nach *Considères* und *Heintels* Formeln berechneten Werten nur geringe Uebereinstimmung. (Beton und Eisen 1907, S. 45 und 46.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Versuche über Haftfestigkeit zwischen Eisen und Beton. (*Boost.*) Die aus Versuchen ermittelten Festigkeitszahlen sind sehr verschieden. Aus einer Tabelle ist zu ersehen, daß diese Werte zwischen 5,8 und 60,3 kg/qcm schwanken. Bei 9 von 12 Versuchsreihen erreicht die untere Grenze der Versuchszahlen nicht den fünffachen Wert der in den preußischen Bestimmungen als zulässig bezeichneten Haftspannung von 4,5 kg/qcm. Man soll sich daher nicht auf die Haftfestigkeit allein verlassen, sondern mindestens die Enden der Eisen umbiegen oder spalten.

In Amerika sind verschiedene Spezialeisen konstruiert worden von *Ransome*, *Thacher*, *Johnson*, welche durch Veränderung der Querschnittsform in der Längsrichtung, durch Verdrehung usw. mit dem Herausziehen der Eisen aus dem Beton auch die Ablösung eines umhüllenden Betonzylinders bedingen, so daß teilweise die Scherfestigkeit des Betons in Frage kommt.

Boost beschreibt neuere Versuche von Professor *C. E. de Puy* am Lewis-Institut in Chicago, bei welchen Eisen verschiedenster Art Verwendung fanden.

Die Stäbe hatten Durchm. von 1,75 bis 1,9 cm. Die Einbettungslängen betrugen 20,3 bis 60,9 cm. Die Versuche wurden mit einem Präzisionsmeßapparat durchgeführt, bei welchem die geringste Bewegung der Eisen durch Einschaltung einer elektrischen Batterie und Glocke zwischen die Meßapparate gemeldet wurde.

Die niedrigste Haftfestigkeitszahl ist bei Rundeisen mit 12,5 kg/qcm, die höchste Zahl bei gerippten Eisen (*Johnson*) mit 58,5 kg/qcm festgestellt.

Das Verhältnis der Haftfestigkeiten bei den verschiedenen Eisensorten ist aus folgender Zusammenstellung, in welcher das Haftvermögen der Rundeisen gleich 1 gesetzt ist, ersichtlich.

Rundstab	1	
Quadrateisen	1,23	
Gedrehtes Eisen	1,53	bei 7,5 Drehungen f. d. m Länge
dto.	1,70	„ 9,2 „ „ „ „ „
Johnson-Eisen	3,00	neue Form
dto.	3,18	alte Form.

Die geschilderten Versuche weisen darauf hin, möglichst mit Vorsprüngen versehene Eisen zu verwenden, um sich von der Unsicherheit der Haftfestigkeit unabhängig zu machen. (Beton und Eisen 1907, S. 47—50.) Dr.-Ing. *Weiske*.

Eisenbeton im Kirchenbau. (*v. Perko.*) In der evangelischen Kirche in Innsbruck sind die Kirchenräume mit dünnwandigen Eisenbetonkonstruktionen nach System *Melan* überwölbt. Das Wesen des Systems *Melan* besteht darin, daß die Eiseneinlagen an sich tragfähige Profileisen sind, welche während der Ausführung die Schalung ganz oder teilweise mittragen. Nach der Erhärtung des Betons wirken die eingelegten Träger als Eiseneinlage entsprechend ihrer Lage im Betonquerschnitt.

Die Gewölbe schließen die Kirche gegen den hölzernen Dachstuhl feuersicher ab und sind so stark bemessen, daß sie im Falle eines Dachstuhlbrandes niederfallende Holzteile tragen können.

Es wurden drei Arten Gewölbe ausgeführt.

1. Spitzbogentonnengewölbe für das Längsschiff.
2. Spitzbogenkreuzgewölbe für das Querschiff und die Emporen.
3. Spitzbogenhalbgewölbe für den Altarraum.

Im Hauptschiff sind im Abstand von 1 m I-Eisen No. 8, dem Gewölbehalbmesser entsprechend gebogen, eingelegt. Der Steg der Träger ist in der Mitte durchlocht, so daß die Querdrähte, welche den Beton quer zu den Trägern armieren, durchgezogen werden können.

Zu den Kreuzgewölben sind in der Diagonal-, Längs- und Querrichtung I-Träger N. P. No. 6—8 verwendet.

Der Altarraum erhielt entsprechend seiner Form ein fächerartiges Trägernetz, wobei sämtliche Träger im höchsten Punkt des Raumes zusammenstoßen.

Der Beton wurde aus Portlandzement, Sand und Bruchsteinschotter in einer Mischung 1 : 6 hergestellt. Die Stärke des Gewölbes beträgt im Scheitel 7 cm, an den Kämpfern 14 cm. Die Mauerwiderlager waren 15 cm tief und 50 cm hoch in den Mauern ausgespart. Die Gewölbe wurden 14 Tage nach Fertigstellung ausgeschalt. (Beton und Eisen 1907, S. 36 bis 38.) Dr.-Ing. *P. Weiske*.

Elektrotechnik.

Ermittelung der Belastung elektrischer Fahrzeugmotoren. (*Simpson.*) Ist für mehrere Strecken, deren Längen, Steigungen und Krümmungsverhältnisse bekannt sind, für ein elektrisch angetriebenes Fahrzeug die Belastung der Motoren zu ermitteln, so empfiehlt der Verfasser, folgende Hilfsdiagramme zu benutzen: Als Charakteristik des Motors ist seine Zugleistung als Funktion der Geschwindigkeit für verschiedene Uebersetzungen aufzutragen und in diese Kurvenschar eine zweite entsprechend den gleichen Strombelastungen einzuzeichnen. Wird in ein derartiges Diagramm die Zugleistung für ein bestimmtes Fahrzeug als Funktion der Geschwindigkeit eingetragen, so ergibt der Schnitt dieser Kurve mit der Schar der Zugleistungskurven die höchsten mit den entsprechenden Uebersetzungen erhaltbaren Geschwindigkeiten. Ferner kann man hiernach ungefähr bestimmen, welche Uebersetzung mit Rücksicht auf die Erwärmung im Betriebe zu verwenden ist, sofern man die zulässige Dauerbelastung des Motors kennt. Mit Hilfe dieser Motorcharakteristik, des Wagengewichts und der gewählten Uebersetzung werden dann unter Berücksichtigung des zulässigen Anfahrstromes die Anfahrkurven (Fahrgeschwindigkeit als Funktion der Zeit) bestimmt und zwar außer für die Fahrt auf der Wagerechten, auch für die Fahrt auf Steigungen und Gefällen von 0,5 bis 3 v. H. Zu diesen Anfahrkurven sind die zugehörigen Wegkurven zu ermitteln, aus denen die zu jeder Zeit vom Fahrzeug zurückgelegte Wegstrecke abgelesen werden kann. In einem weiteren Diagramm werden die Kurven für das Auslaufen des Fahrzeuges aufgetragen, dessen Antriebskraft bei einer bestimmten Geschwindigkeit ausgeschaltet wurde und das dann auf einer Wagerechten oder einer der angeführten Steigungen seine Fahrgeschwindigkeit unter Einwirkung der unter dem Begriff „Schienenwiderstand" zusammengefaßten verschiedenen Reibungswiderstände verlangsamt. Auch hier sind wiederum die Wegkurven einzutragen. Ein gleiches Diagramm ist aufzustellen für den Fall, daß das Fahrzeug Gefälle verschiedener Neigung ohne Antrieb durch die Motoren hinabfährt. Ein weiteres Diagramm soll die entsprechenden Geschwindigkeiten und die Wegkurven für das Bremsen des Fahrzeuges enthalten, wobei anzunehmen ist, daß eine gleichförmige Verzögerung erzielt wird. Unter der Voraussetzung, daß der Wagen beim Befahren eines Gefälles eine übernormale Geschwindigkrit angenommen habe, wird die Bremswirkung der alsdann eingeschalteten parallel arbeitenden Motoren, ebenso wie die zugehörigen Wegstrecken als Funktion der Zeit aufgetragen, und zwar für anschließende geringe Gefälle, für die Wagerechte und für Steigungen. Schließlich sind auch noch die Anfahrkurven und Wegkurven für hintereinander geschaltete Motoren aufzuzeichnen. Wie der Verfasser behauptet, ist es mit Hilfe dieser Diagramme möglich, die Fahrkurven und die Motorbelastungskurven eines Fahrzeuges für beliebige Strecken zu ermitteln. Den Krümmungen empfiehlt er dadurch Rechnung zu tragen, daß man für diese Streckenteile zusätzliche Steigungen annimmt. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 244—248.) *Pr.*

Fahrdrahtaufhängung für elektrische Bahnen. Bei der Kettenlinienaufhängung der *Siemens-Schuckert-Werke* ist an dem Tragseil in Abständen von 6 m durch Hängedrähte ein Hilfstragdraht (Stahldraht von 6 mm Durchm.) befestigt, an dem erst durch kurze Klammern in Abständen von 3 m der Fahrdraht (Hartkupfer-Profildraht von 100 qmm Querschnitt) aufgehängt ist. Diese Klammern sind an dem Fahrdraht starr befestigt, können sich jedoch auf dem Hilfstragdraht seitlich und aufwärts verschieben, so daß der Bügel den Fahrdraht leicht anheben kann und ein inniger Kontakt gesichert ist. Das siebenadrige Stahldrahtseil hat 35 qmm Querschnitt und ist unter Zwischenschaltung eines mit einer Kappe versehenen Isolators sowie eines Flacheisenbockes auf Auslegern befestigt. Zur Verhinderung der Seitenschwankungen ist der Fahrdraht und der Hilfstragdraht an jedem Ausleger gemeinsam an einem Ende einer Strebe befestigt, deren anderes Ende unter Zwischenschaltung eines Doppelisolators an dem Mast beweglich befestigt ist. In Krümmungen sind die Streben auf der Außenseite angebracht, so daß sie nur auf Zug beansprucht werden. Die in den drei Längsdrähten durch die Wärme auftretenden Längenänderungen werden durch besondere Spannvorrichtungen ausgeglichen. Als Vorteile der Anordnung werden hingestellt: Die Anzahl der Hängedrähte beträgt nur die Hälfte der Anzahl der Fahrdrahttragpunkte, wodurch das Aussehen verbessert und die Unterhaltung verbilligt wird. Das Nachregulieren der Fahrleitung ist ohne Verzerren der Hängedrähte möglich. Schließlich wird bei einem Bruch des Fahrdrahtes das eigentliche Tragwerk nicht in Mitleidenschaft gezogen. Die Fahrdrahtanordnung ist bei der Rheinuferbahn Köln—Bonn im Betrieb (auf einer 1,3 km langen Strecke) und gelangt auf der Staatsbahnstrecke Blankenese—Altona—Hamburg—Ohlsdorf (26,5 km Doppelgleis) sowie auf der Strecke Rotterdam—Haag—Scheve-

ningen (32 km Doppelgleis) zur Anwendung. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 112—114.) *Pr.*

Lokomotivbau.

Lokomotive. Auf den italienischen Staatseisenbahnen sind vor kurzem neue Schnellzuglokomotiven von der sogen. „Prairie"-Bauart (2—6—2) in Betrieb genommen, über welche folgende Angaben gemacht werden: größte Radbelastung 13,3 t, Zugkraft 6,8 t, Höchstgeschwindigkeit 120 km i. d. Stunde; zwei Kolbenschieber, welche vier Zylinder steuern; die entgegengesetzten Seiten von jedem Paar Zwillingszylinder stehen fortwährend miteinander in Verbindung zur Erzielung einer vollkommenen Gleichheit in der von den beiden Zylindern geleisteten Arbeit. Durch diese Gleichheit wird der jeweilige Druck auf die beiden um 180° versetzten Kurbeln ebenfalls gleich, wodurch die Ausbalanzierung der Lokomotive mit kleineren Gegengewichten in den Treibrädern erreicht werden kann, was ruhigen Gang und geringen Verschleiß des Gleises herbeiführt. Mittellinie der beiden Hochdruckzylinder 450 mm, der Niederdruckzylinder 590 mm. Es wurden zwei Umsteuerbewegungen angeordnet, da die Lokomotiven für Strecken mit stark wechselndem Gefälle bestimmt sind und in diesem Falle das gleiche Füllungsverhältnis zwischen Hochdruck und Niederdruck nicht immer die günstigste Wirkung bedingen würde. Bei allen anderen neuen italienischen Verbundlokomotiven wird das Füllungsverhältnis in der Werkstätte festgelegt.

Kesseldruck 15 at; dreifache Nietung mit doppelter Ueberlappung. Der Kesselboden hat eine Fütterung mit 2 mm Kupferblech. Die Feuerbüchse und Rauchröhrenwand sind beide aus Kupfer, alle Röhren aus Messing mit kupfernen Endstücken. In dem kupfernen Receiverrohr wird der Dampf getrocknet, wobei eine Regelung dss Dampfdruckes mittels eines *Coale*-Ventils auf 6 at stattfindet.

Die Leitradachse ist mit der ersten Treibradachse zu einem Drehgestell vereinigt, genau wie bei den elektrischen Lokomotiven der Veltlin- und der Simplonbahn. Die erste Treibradachse ist mit Ausgleichhebeln und -Federn ausgerüstet, während die Rückführung der Leitachse nach der Mittellinie teils durch die Schwerkraft, teils durch ein Paar Schraubenfedern herbeigeführt wird.

Der sehr steif ausgeführte Rahmen hat 32 mm dicke Seitenwände.

Die vier Zylinder arbeiten alle auf die mittlere Treibradachse, die ebenso wie die beiden außenliegenden Kurbeln aus Nickelstahl hergestellt ist; die übrigen Achsen bestehen aus *Martin*-Stahl.

Beim Anfahren wird Frischdampf in das Receiverrohr geleitet, jedoch ohne daß der Lokomotivführer dazu einen besonderen Hebel zu betätigen hat, denn die Verbindung wird nur dann hergestellt, wenn der Regulator sich in der ersten Stellung befindet und die Maschine auf größte Füllung eingestellt ist. Der Führer hat also nicht mehr zu tun wie bei einer zweizylindrigen einfachwirkenden Maschine. (The Engineer 1907, S. 390—391.) *Ky.*

Technische Chemie.

Schlammfilter beim Cyanidverfahren. Auf der Cyanidanlage der *Combination Mines Co.* in *Goldfield*, Nev., wird die goldhaltige Cyankaliumlösung von dem ausgelaugten Schlamm durch Filterpressen nach dem System von *Chas. Butters* getrennt. Dieses Verfahren arbeitet billiger, gibt eine größere Ausbeute an Gold und erfordert geringere Anlagekosten als die bisherige Methode. 500 t Schlamm können von einem einzigen ungelernten Arbeiter in einer Arbeitsschicht verarbeitet werden.

Nachdem der Schlamm genügend lange mit der Cyanidlösung umgerührt worden ist, wird er in den Filterkasten gepumpt. Dann wird mit der Vakuumleitung verbunden und die Goldlösung von dem Brei durch das Filtertuch hindurch gesogen. Hat die feste Schlammschicht, die sich auf dem Tuch ablagert, passende Dicke erreicht, so wird das Vakuum verringert und der dünne Brei aus dem Filterkasten in sein Vorratsbecken zurückgeleitet, während der Schlammkuchen an den Tüchern durch den noch vorhandenen Unterdruck festgehalten wird. Nun werden die Filter mit Wasser gefüllt, das von dem wieder erhöhten Vakuum durch den Schlammkuchen hindurch abgesogen wird und so diesen auswäscht. Das Waschwasser vereinigt man mit der Goldlösung. Noch besser wäscht man erst mit Lösung und dann mit Wasser aus. Ist alles Gold ausgewaschen, so wird die Vakuumleitung gesperrt und Wasser oder Wasser und Luft unter $^2/_3$ at Druck in die Zellen geleitet, dadurch wird der Kuchen binnen fünf Minuten gelockert, überflüssiges Wasser wird abgezogen, wenn man an Wasser sparen muß, und der Schlamm mit 20—40 v. H. Feuchtigkeit in weniger als einer Minute durch die Bodenklappe entleert. Dieser ganze Vorgang dauert etwa drei Stunden, so daß das Filter sechs bis achtmal in 24 Stunden neu beschickt werden kann. (Electrochemical and Metallurgical Industry 1907, S. 88—90.) *A.*

Werkzeugmaschinen.

Lufthammer. Von der *Société J. Cockerill* ist ein 108 t-Lufthammer an das Stahlwerk in Terni bei Rom geliefert worden, dessen Hauptabmessungen die folgenden sind: Zylinderlänge 6,1, Durchm. 1,9, Hub 4,98 m. Kolben, Kolbenstange und Hammer wiegen zusammen 108 t, die Schlagleistung bei vollem Hub beträgt 540,000 m/kg. Die Schmiedestücke können bis zu 1,2 m Durchm. haben. Der freie Raum zwischen den beiden Doppelständern mißt 7,9 m, was zur bequemen Handhabung großer Panzerplatten ausreicht. Die Grundplatte des Ambosses ist von dem übrigen Fundament vollständig getrennt. Sie besteht aus einem einzigen Gußstück von 1000 t Gewicht, welches an Ort und Stelle gegossen wurde. Nachdem die Form hergestellt war, wurde in die Mitte eine Stahlsäule von 355 mm Durchm. und etwa 4 m Höhe aufgestellt und von aufgestapeltem Roheisen umgeben. Zum Austrocknen und Erwärmen der aus feuerfesten Steinen gebildeten Form wurden zuerst einige Tonnen geschmolzenes Eisen hineingeschüttet. Am folgenden Tage wurde mit dem Hauptguß begonnen und zwar wurden 280 t aus den in der Nähe befindlichen Kupolöfen und 360 t aus 2400 m Entfernung herbeigeführt. Nachdem die Masse eingegossen war, ließ man sie drei Tage etwas abkühlen, bevor man den Guß fertigstellte. Um die Temperatur etwas zu erniedrigen, wurde auch ungeschmolzenes Roheisen hinzugefügt. Der Block wurde in seiner ursprünglichen Lage gelassen, nicht auf den Kopf gestellt, wie es sonst bei derartigen Arbeiten zuweilen üblich ist. Um nun dennoch einer festen Oberseite sicher zu sein, mußten die verlorenen Köpfe sehr reichlich bemessen werden. Erst nach mehreren Monaten war die Abkühlung so weit vorgeschritten, daß man die verlorenen Köpfe abschneiden konnte, aber man mußte volle sechs Monate warten, bevor man den Hammer selbst auf dem noch rauchenden Boden errichten konnte. Die Doppelständer des 18,3 m hohen Hammergerüstes ruhen auf je einer gußeisernen Grundplatte von 85 t Gewicht.

Die Möglichkeit der Aufstellung eines so mächtigen Hammers wurde durch die günstige Beschaffenheit des Unterbodens bedingt, welcher aus härtestem Sandstein besteht, so daß Erschütterungen in dem umgebenden Gebäude kaum merklich auftreten.

Die Druckluft wird zu 4 at durch Kompressoren der *Société John Cockerill*, Bauart *Dubois-Francois*, geliefert, und zwar zugleich auch für andere Hammer des Werkes. Der Luftbehälter, der aus zwei gußeisernen Rohrsträngen von 1,25 m Durchm. und 400 m Länge besteht, beschränkt die Druckschwankungen auf $^1/_2$ at. (The Engineer 1907, S. 246—247.) *Ky.*

Bücherschau.

Die Verwaltungspraxis bei Elektrizitätswerken und elektrischen Straßen- und Kleinbahnen. Von *Max Berthold*. 184 Seiten. Berlin 1906. Julius Springer.

Der Verfasser hat seine Erfahrungen aus mehrjähriger Ueberwachung von fast 40 Elektrizitätswerken und Straßenbahnen in dem Buche niedergelegt und durch genaue Abbildungen der Vordrucke für alle vorkommenden Schriftstücke und Bücher in anschaulicher Weise erläutert, so daß hiernach die Organisation der kaufmännischen Verwaltung eines Elektrizitätswerkes oder einer Straßenbahn im wesentlichen möglich ist.

Ausgehend von dem Personal, dessen Anstellungsweise und dessen Diensteinteilung, bespricht der Verfasser die Gehalts- und Lohnrechnung. Hierauf gibt er Näheres über das Bestellwesen und die Lagerverwaltung an und kommt dann auf die Besonderheit der zu behandelnden Betriebe:

1. Die Ermittelung des Stromverbrauchs auf Grund der Zählerangaben und dessen Verrechnung, 2a die Ueberwachung der Fahrscheine, solange sie sich in den Händen der Angestellten befinden, 2b das Zahlkastensystem bei Straßenbahnen.

Bei der Ausgabe der Fahrscheine empfiehlt der Verfasser, den Schaffnern täglich neue Bestände zu übergeben, am Abend alle Fahrscheine abzunehmen und am anderen Tage einem anderen Schaffner zu übergeben. Dies mag für kleine, vielleicht auch noch für mittlere Betriebe empfehlenswert sein. Die *Große Berliner Straßenbahn* ist jedoch seit Jahren von diesem zeitweise eingeführten Verfahren wieder abgekommen, da seine Durchführung derartige Kosten verursacht hat, daß die möglicherweise durch Betrügereien entstehenden Verluste hierzu in keinem Verhältnis stehen.

Nach einer kurzen Besprechung des Kassenwesens erläutert der Verfasser ausführlich die deutsche Buchführung an Hand der Geschäftsvorfälle des Schlußmonats eines Jahres. Hierauf wird dasselbe Beispiel für die amerikanische Buchführung durchgeführt und die Aufstellung der Bilanz aus beiden Buchungsarten gezeigt. Bei der Besprechung der einzelnen Konten sind kurze Hinweise auf juristische Vorschriften und in Betracht zu ziehende technische Verhältnisse aufgenommen. Ein kurzes Kapitel ist dann der Buchführung für Unternehmen, die gleichzeitig Bahn- und Lichtbetrieb haben, gewidmet, da dort eine Trennung gewisser Konten nötig ist.

Ausführliche Angaben werden dann über die zu statistischen Zwecken zu führenden Bücher gemacht, die jederzeit Aufschluß über den Umfang der Anlage und des Betriebes, sowie ihrer Leistungsfähigkeit geben sollen. Ferner wird die Herstellung elektrischer Anlagen für die Konsumenten durch das Elektrizitätswerk behandelt und die Berechnung der Selbstkosten für die Stromlieferung, sowie die der Rentabilität von Netzerweiterungen gezeigt.

In einem Anhang werden die für die Anstellung und den Abgang der Angestellten in Betracht kommenden Vordrucke und Verträge, eine Arbeitsordnung für ein Elektrizitätswerk, eine Anweisung für die im äußeren Betriebsdienst einer Straßenbahn beschäftigten Angestellten, und Satzungen für einen Arbeiterausschuß gegeben.

Das Buch ist als wertvolle Bereicherung der wirtschaftlich-technischen Literatur zu betrachten und wird besonders Nichtkaufleuten wesentliche Dienste leisten. Die Ausstattung des Buches ist gut. *Pr.*

Die Zentrifugalpumpen mit besonderer Berücksichtigung der Schaufelschnitte. Von Dipl.-Ing. *Fritz Neumann*. Mit 135 Textfiguren und 7 lithographierten Tafeln. Berlin 1906. Julius Springer.

Die wachsende Bedeutung der Zentrifugalpumpe, insbesondere als Ersatz der Kolbenpumpe zur Förderung von Flüssigkeiten auf gewaltige Druckhöhen, hat die technische Literatur in den letzten Jahren um eine Anzahl von Werken bereichert, die über die hier auftretenden Flüssigkeitsbewegungen bezw. über die zur Erzielung eines günstigen Gesamtwirkungsgrades zu wählenden Schaufelformen usw. wichtige Grundregeln bringen und damit Anhaltspunkte für die auf theoretischer Grundlage aufzubauende Konstruktion einer solchen Pumpe geben. Da von der richtigen Schaufelung von Lauf- und Leitrad die günstige Wirkung einer Zentrifugalpumpe in erster Linie abhängt, hat Verfasser versucht, ihre Berechnung in ähnlicher Weise wie es bei den Wasserturbinen geschieht, durchzuführen. Wie bei den letzteren, werden auch im vorliegenden Falle zunächst die verschiedenen Verluste und ihre Ursachen, sodann die Beziehungen zwischen Lauf- bezw. Leitradwinkel und Umfangsgeschwindigkeit behandelt, darnach die zur Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades zu treffenden Maßnahmen eingehend erörtert. Angefügte Rechnungsbeispiele und in höchst vollendeter zeichnerischer Darstellung gebrachte Schaufelschnitte bieten dem Konstrukteur einen willkommenen Anhalt zur Durchführung der Schaufelkonstruktionen für die unter verschiedenen Verhältnissen arbeitenden Pumpen. Bemerkenswerte Ausführungen von Zentrifugalpumpen sind in einem besonderen Kapitel zusammengestellt.

Der Verfasser hat ein in der Literatur der Zentrifugalpumpe bisher noch fehlendes Werk über Schaufelkonstruktionen geschaffen, welches in anbetracht der gewaltigen neuzeitlichen Fortschritte auf dem Gebiete des Pumpenbaues eine gute Aufnahme finden wird. *Fr. Freytag.*

Hollard und Berthiaux, Metallanalyse auf elektrochemischem Wege. Uebersetzt von *F. Warschauer*. Berlin 1906. M. Krayn. 127 Seiten, 11 Abb.

Nach einer allgemeinen Einleitung über Elektroanalyse teilen die Verfasser ausführlich die Verfahren mit, nach denen im Laboratorium der *„Compagnie Francaise des Métaux"* zu Paris technische Metalle, Legierungen, Erze und Hüttenprodukte analysiert werden. Dort nicht gebräuchliche Apparate und Methoden werden nur kurz oder gar nicht erwähnt. Da aber die Mitteilungen der Verfasser auf langjährigen Erfahrungen beruhen, so ist das Buch besonders für die Praxis wertvoll. *Arndt.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

B. G. Teubners Sammlung von Lehrbüchern auf dem Gebiete der mathematischen Wissenschaften. Mit Einschluß ihrer Anwendungen. Band XXIV. *A. E. H. Love M. A. D. Sc. F. R. S. vormals Fellow von St. Johns College,* Cambridge Honorary Fellow von Queens College, Oxford Sedleian Prof. der theoretischen Physik an der Universität Oxford. **Lehrbuch der Elastizität.** Autorisierte deutsche Ausgabe. Unter Mitwirkung des Verfassers besorgt von Dr. *Aloys Timpe,* Assistent an der Technischen Hochschule in Danzig, vormals Assistent am Mathematischen Institut der Universität Göttingen. Mit 75 Abb. Leipzig und Berlin 1907. B. G. Teubner. Preis geb. M. 16,—.

Theorie, Konstruktion und Gebrauch der feineren Hebelwage. Von Dr. *W. Felgentraeger,* Technischer Hilfsarbeiter bei der Kaiserlichen Normaleichungskommission. Mit 125 Abb. Leipzig und Berlin 1907. B. G. Teubner. Preis geb. M. 8,—.

Leitfaden der landwirtschaftlichen Baukunde für Baugewerkschulen und verwandte technische Lehranstalten. Von *Alfred Schubert,* Prof. und Baumeister der landwirtschaftlichen Baukunst in Cassel, Ehrenritter 2. Klasse des Großherzoglich Oldenburgischen Haus- und Verdienstordens. Mit 60 Abb. Leipzig und Berlin 1907. B. G. Teubner. Preis geh. M. 1,60.

Teubners Handbücher für Handel und Gewerbe. Herausgegeben von Präsident Dr. *von der Borgth,* Berlin, Prof. Dr. *Schumacher,* Bonn und Regierungsrat Dr. *Stegemann,* Braunschweig. Anlage von Fabriken von *H. Haberstroh,* Bauingenieur in Holzminden, *E. Görts,* Regierungsbaumeister in Remscheid, *E. Weidlich,* Stadtbaurat und Regierungsbaumeister a. D in Holzminden, Dr. *R. Stegemann,* Regierungsrat in Braunschweig Mit 274 Abb. und Plänen im Text und 6 Tafeln. Leipzig 1907 B. G. Teubner. Preis geh. M. 12,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 25. Berlin, 22. Juni 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Ueber freigehende Pumpenventile.

Von Professor **L. Klein**, Hannover.

(Schluß von S. 373 d. Bd.)

Ueber die *zulässige Größe der Ventilschließgeschwindigkeit* geben die Versuche ebenfalls Aufschluß. Sie schwankte nur zwischen 64 und 84 mm/Sek., obwohl die Ventilbelastung von 8,16 auf 3,77 kg abnahm. Es ist aber schon längst erkannt, daß nicht nur die direkte Ventilbelastung, sondern auch das auf und unter dem Ventil stehende Wasser an dem Schließstoß teilnimmt.

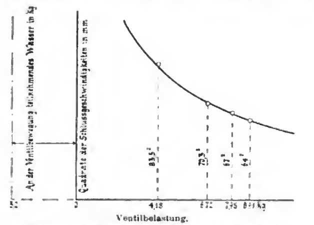
Der *Einfluß dieses Wassers* auf den Ventilschlag: Als Maß für den Stoß beim Schluß des Ventils wird man die dabei vernichtete Arbeitsenergie, also

$$\int \frac{1}{2}\, dm\, v^2$$

annehmen können, worin m die zum Stoß kommende Masse bedeutet. Es ist zu erwarten, daß bei gleichem Ventilschlag, beispielsweise also an den Grenzen des sehr guten Ganges, das

$$\int \frac{1}{2}\, dm\, v^2$$

immer gleich groß sein wird. In Fig. 33 sind zu den Ventilgewichten als Abszissen die zugehörigen Quadrate



Ventilbelastung.
Abhängigkeit der zulässigen Ventilschlußgeschwindigkeit von der Ventilbelastung.

Fig. 33.

der Ventilschlußgeschwindigkeiten an den Grenzen des sehr guten Ganges aufgetragen. Die so erhaltenen Punkte liegen mit genügender Genauigkeit auf einer gleichseitigen Hyperbel, deren Ursprung um 3,2 kg links vom Koordinaten-Anfangspunkt sich befindet. Daraus folgt, natürlich nur mit der durch die Versuche erreichten Genauigkeit, daß der Anteil des Wassers am Ventilstoß so groß ist, wie wenn 3,2 kg Wasser mit dem Ventil sich bewegen würden. Das ist annäherungsweise die Wassermenge, welche senkrecht über dem Ventilring steht: der Wasserstand über dem Ventil war 2,90—3,30 dm, die obere Ventilringfläche 1,15 qdm, also wiegt die senkrecht darauf stehende Wassersäule 1,15 × 2,9—3,3, das sind 3,3 bis 3,8 kg. In Wirklichkeit wird die an der Ventilbewegung teilnehmende Wassermenge größer sein, denn erstens fließt bis zum Augenblick des Ventilschlusses etwas Wasser durch den Ventilspalt zurück, und zweitens steht auch über den Armen und der Nabe des Ventils Wasser, wodurch das

$$\int \frac{1}{2}\, dm\, v^2$$

größer wird, und drittens wird der Querschnitt des am Ventilschluß teilnehmenden Wassers nach oben zu größer, dadurch aber seine Geschwindigkeit und das

$$\int \frac{1}{2}\, dm\, v^2$$

kleiner. Die Versuche zeigen, daß man sich dadurch ein Bild von der Größe des Wasserstoßes machen kann, daß man sich vorstellt, nur die senkrecht über dem Ventilring stehende Wassermenge nimmt an dem Schließstoß mit der Ventilgeschwindigkeit teil.

In Tab. 3 sind für die Grenze des sehr guten Ganges die Ventilhübe, Umdrehungszahlen, Schlußgeschwindigkeiten sowie die Werte von λ und $n\,\mathfrak{h}$ zusammengestellt, wobei λ bekanntlich angibt, wieviel mal so groß die Schlußgeschwindigkeit tatsächlich war als die der einfachen Sinusbewegung entsprechende. Es zeigt sich, daß λ nicht sehr verschieden und im Mittel $= 1,6$ ist. Da es möglich ist, daß größere oder kleinere Ventile auch im Verhältnis ihrer Masse größere bezw. kleinere Schlußstöße vertragen, so kann man vermuten, daß auch andere Ventile ähnliche Schlußgeschwindigkeiten von 64—84 mm/Sek. vertragen. Beispielsweise war[10]) bei einem durch Prof. *Berg* untersuchten *v. Bach*schen Tellerventil von nur 50 mm Durchm. und Federbelastung für die Grenze des sehr guten Ganges v_s ungefähr gleich 70 mm/Sek. errechnet worden.

Eine Klarstellung kann aber nur durch weitere Versuche mit anderen Ventilen erreicht werden.

In der Praxis läßt man häufig etwa 1 m Druckverlust im Ventil zu, was angenähert der Belastung B_{II} entspricht, so daß man für diesen Fall etwa

$$v_s = 70 \text{ mm/Sek.}$$

und damit

$$n\,.\,\mathfrak{h} = \sim 420$$

zulassen kann, worin $\mathfrak{h}$ in mm einzusetzen ist.

[10]) Zeitschr. d. Ver. d. Ingen. 1904, S. 1185.

Die bisher beschriebenen Versuche gestatten also für Ventile, welche dem untersuchten ähnlich sind, zu jeder Umdrehungszahl den zulässigen Ventilhub anzugeben und wird man bei deren Neuberechnung zweckmäßig von der Gleichung

$$n \cdot \mathfrak{h} = 400 \text{ bis } 450$$

ausgehen.

Zur Anwendung dieses Ergebnisses ist aber noch notwendig, das Ventil so zu bemessen, daß der berechnete Hub sich auch wirklich einstellt, und daher war noch zu bestimmen:

2. *Abhängigkeit des Ventilhubes von der Ventilbelastung und der durch das Ventil gehenden Wassermenge.*

Je größer die Belastung einschließlich des Eigengewichtes des Ventiles ist, um so größer wird der Ueberdruck ($= h_u - h_0$ in m Wassersäule) unter demselben, ehe es sich öffnet; um so größer wird die durch diesen Ueberdruck erzeugte Wasseraustrittsgeschwindigkeit c m/Sek.

$$c = \alpha \sqrt{2\,g\,(h_u - h_0)},$$

worin α die sogenannte Geschwindigkeitsziffer ist; und um so kleiner wird der Austrittsquerschnitt und damit der Ventilhub sich einstellen.

Ist die vom Wasser gedrückte Ventilunterfläche gleich f qm, die Ventilbelastung einschließlich des Eigengewichtes gleich B kg, so wird das Ventil sich zu heben beginnen, sobald

$$f \cdot (h_u - h_0)\,\gamma = B$$

wird, worin γ das Gewicht von 1 cbm Wasser, also gleich 1000 kg/m³, ist.

Sobald aber das Ventil geöffnet ist, das Wasser an ihm entlang strömt, und ein Teil der Pressung in Geschwindigkeit umgesetzt ist, wird der Druck des Wassers auf das Ventil nicht mehr gleich $f\,(h_u - h_0)\,\gamma$, sondern kleiner, und zwar um so kleiner sein, je höher das Ventil sich hebt, wie ich durch Versuche nachgewiesen habe[11]).

Es wird nun der Wasserdruck auf das Ventil

$$= \frac{1}{x} f\,(h_u - h_0)\,\gamma = B,$$

woraus sich errechnet der Pressungsunterschied unter- und oberhalb der Ventilplatte

$$h_u - h_0 = x \frac{B}{f \cdot \gamma};$$

und die Wasseraustrittsgeschwindigkeit:

$$c = \alpha \sqrt{2\,g\,(h_u - h_0)} = \alpha \sqrt{2\,g} \sqrt{x \frac{B}{f\gamma}}.$$

Die vom Kolbenquerschnitt F mit der Geschwindigkeit v_K herangebrachte Wassermenge muß durch das Ventil hindurch gehen, so daß für jeden Augenblick sein muß:

$$F v_K \cdot dt = \mu \text{ Ventilspalt} \sqrt{2g \frac{xB}{f\gamma}}\, dt$$

$$= \mu \sqrt{x} \sqrt{\frac{2gB}{f \cdot \gamma}} \cdot \text{Ventilspalt} \cdot dt.$$

μ ist die sogenannte Ausflußziffer, welche der Seitenkontraktion und der Geschwindigkeitsziffer Rechnung trägt. x nenne ich die Druckziffer des Ventils, sie gibt an, wie viel mal so groß der Druckunterschied $h_u - h_0$, also der in Geschwindigkeit sich umsetzende sogenannte Druckverlust im Ventil, ist, als die auf die Ventilfläche gleichmäßig verteilte Belastung.

Für das von mir untersuchte Ringventil ersieht man die Größe von x aus der Tab. 4 und Fig. 34.

Tabelle 4.

Ventilhub in mm	$\mathfrak{h} =$	1	2	3	4	5
Druckziffer	$x =$	1,06	1,14	1,24	1,37	1,55
Ausflußziffer	$\mu =$	0,83	0,87	0,85	0,83	0,82

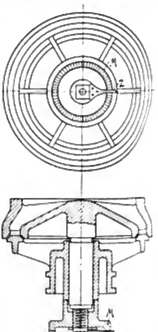
Die gedrückte Fläche „f" ist zu rechnen bis an die Stellen, an welchen der Druckunterschied $h_u - h_0$ in Geschwindigkeit umgesetzt ist, das war an dem untersuchten Ventil bei Hüben größer als 2 mm die auf 16 mm abgeschrägte Ringfläche, bei kleineren Hüben ging sie allmählich in die 22 mm breite Ringfläche über. Da bei Pumpen aber meist Ventilhübe größer als 2 mm vorkommen, ist für die obige Tabelle und für die weitere Betrachtung die auf 16 mm abgeschrägte Ringfläche zugrunde gelegt.

In Fig. 34 entspricht die ausgezogene Kurve den Versuchsergebnissen[12]). Ergänzt man diese Kurve von 2 bis 0 mm nach dem Gesetz, welches sie von 2 mm aufwärts befolgt, so läuft sie für $\mathfrak{h} = 0$ mm nach $x = 1$.

Ventilhub.
Abhängigkeit der Druckziffer x von dem Ventilhub.
Fig. 34.

Ueber die Gröse der Ausflußziffer μ liegen für Ringventile nur die wenigen Versuche vor, welche ich in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure veröffentlicht habe.[13]) Mit einer vervollkommneten Einrichtung und besonders sauber aufgeschliffenen Ventilsitzflächen habe ich nun diese Versuche wiederholt.

Aus Fig. 35 ist zu erkennen, wie der Ventilhub gemessen wurde. Durch Drehen der Mutter M wurde das Ventil, auf welchem der Wasserdruck lastete, so lange hoch geschraubt, bis gerade kein Wasser mehr durchlief. Von dieser Stellung aus wurde das Ventil durch Rückwärtsdrehen der mit 32 Zähnen versehenen Mutter M geöffnet und zwar bei Drehung um je einen Zahn um je 0,088 mm. Das Ventil war in einen Ventilkasten eingebaut, dessen innere Form genau gleich war dem Raum, in dem es in der Pumpe arbeitete. Der Wasserauslauf aus diesem Ventilkasten wurde so geregelt, daß das Ventil so wie in der Pumpe immer unter Wasser war. Der Wasserdruck über und unter dem Ventil, sowie die durchfließenden Wassermengen wurden gemessen; und zwar letztere, so lange sie sehr klein waren, in einem 2 l-Glasgefäß, als sie bei größerem Ventilhub



Ventileinstellung bei der Messung der Ausflußziffer.
Fig. 35.

[11]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1905, S. 621.

[12]) Diese Versuche habe ich beschrieben in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1905, S. 618 u. f.

[13]) 1905, S. 485

größer wurden, in einem 200 l fassenden geeichten Blechzylinder bezw. in einem ebenfalls genau geeichten 3 cbm-Behälter.

Gezwungen durch die örtlichen Verhältnisse[14]) des vorhandenen großen Meßbehälters habe ich das Ventil untersucht, während es um 180° gedreht war, sich also nach unten, und nicht wie in der Pumpe nach oben öffnete. Da Wasser bei der Bewegung unter Wasser dem Einfluß der Schwerkraft entzogen ist (Auftrieb = Gewicht), ändert diese umgekehrte Anordnung nichts an der Strömungsart.

Die Ergebnisse von vier Versuchsreihen sind in Tab. 5 und Fig. 36 zusammengestellt.

Tabelle 5.

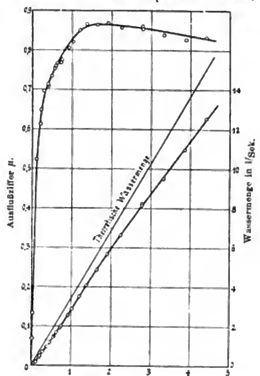
Wassermenge und Ausflußziffer eines Ringventils von 166 mm Durchm. und 16 auf 22 mm Breite. Sitzflächen unter 45°.

Ventilhub in mm	Wassermenge in l	Zeit in Sek.	Wassermenge bei 1,1 m Druckhöhe in l/Sek.	Ausflußziffer μ
0,02	0,314	63	0,005	0,07
0,04	1,79	90	0,020	0,13
0,11	50	255	0,196	0,52
0,20	83	200	0,415	0,61
0,22	120	244	0,491	0,65
0,28	137	200	0,685	0,70
0,37	140	153	0,915	0,71
0,40	130	135	0,963	0,71
0,46	93	80	1,160	0,73
0,55	142	100	1,420	0,75
0,57	130	87	1,492	0,76
0,64	167,5	100	1,675	0,77
0,72	90	47	1,915	0,77
0,75	140	70,4	1,990	0,78
0,92	120	47	2,560	0,81
1,02	400	139	2,880	0,82
1,20	600	171	3,510	0,85
1,37	750	185	4,080	0,87
1,64	750	154	4,870	0,86
1,90	900	158	5,660	0,87
2,25	1000	150	6,630	0,86
2,78	1000	121,6	8,230	0,86
2,78	1200	147,6	8,140	0,85
3,31	1500	157,4	9,520	0,84
3,86	1500	137	10,960	0,83
4,39	1800	142,8	12,580	0,83

Ein Vergleich der obigen Fig. 36 mit der Fig. 2 in der Zeitschrift d. Ver. d. Ingenieure 1905, S. 486, in welcher ich die Ergebnisse früherer Versuche zusammengestellt habe, zeigt, daß sich beide Male die Ausflußziffer mit dem Ventilhube in derselben Weise verändert, nur sind die Werte von μ für kleinere Ventilhübe in Fig. 36 etwas größer, was eine Folge der glatter bearbeiteten Sitzfläche sein wird. Die Ausflußziffer ist bekanntlich das Produkt aus Kontraktions- und Geschwindigkeitsziffer α; letztere ist der Quotient aus der wirklich erreichten Geschwindigkeit und der theoretisch ohne Druckverluste erreichbaren. Schätze ich — beispielsweise für 3 mm-Ventilhub — die Kontraktionsziffer zu kleiner als 0,9, so wird die Geschwindigkeitsziffer größer als 0,855 : 0,9 = 0,95. Das besagt, daß mindestens 95 v. H., d. i. der weitaus größte Teil des im ganzen Ventil einschließlich des Ventilsitzes aufgewendeten Druckes sich in Form von Geschwindigkeit an der Austrittsstelle wiederfindet, ein Zeichen dafür, daß die gewählte Ventilkonstruktion eine gute ist.

[14]) Siehe Zeitschrift d. Ver. d. Ingenieure 1905, S. 485 und 618.

Die Werte von μ und x sind durch Versuche am *ruhenden* Ventil gefunden und sind noch für das in der Pumpe *arbeitende* Ventil nachzuprüfen. Daraus, daß bei



Wassermenge und Ausflußziffer eines Ringventils von 166 mm Durchm. und 16 mm Breite bei verschiedenen Ventilhüben.

Fig. 36.

sehr gutem Ventilgange die Tangente an die normale und an die *versetzte* Ventilerhebungslinie (Fig. 10—18) zur Zeit der Kolbenhubmitte, während welcher das Indikatorpapier bei letzterem nur sehr langsam vorbei gezogen wird, nahezu wagerecht verläuft, ersieht man, daß das Ventil zu dieser Zeit fast keine Beschleunigung erfährt,[15]) und daß der Wasserdruck auf das Ventil fast nur zur Ueberwindung der Ventilbelastung und der Reibung des Ventils an seiner Führung verwendet wird.

Daraus, daß für Kolbenhubmitte das Ventil in Ruhe ist und auch keine nennenswerte Beschleunigung erfährt, folgt, daß für diesen Augenblick erstens die vom Kolben gelieferte Wassermenge gleich der durch den Ventilspalt gehenden Wassermenge, und zweitens die Ventilbelastung gleich dem ganzen Wasserdruck aufs Ventil (Gleichung 2) sein wird:

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\pi s n}{60} dt = \mu\, 2\, D\, \pi\, \mathfrak{h} \sin 45^0 \sqrt{2 g (h_u - h_0)}\, dt \qquad 1)$$

$$h_u - h_0 = x \frac{B}{f \cdot \gamma} \qquad 2)$$

worin

d = Durchmesser des Pumpenkolbens = 0,1246 m

s = Kolbenhub = 0,30, 0,25, 0,20 bezw. 0,15 m.

n = minutliche Umlaufszahl,

μ = Ausflußziffer beim Ventilhub $\mathfrak{h}$,

D = mittlerer Ringdurchmesser des Ventils = 0,166 m,

$\mathfrak{h}$ = Ventilhub zur Zeit der Kolbenhubmitte,

45° = Abschrägung der Ventilsitzfläche,

[15]) Würde das Ventil nach dem einfachen Sinusgesetz sich bewegen, so müßte für den höchsten Punkt der versetzten Ventilerhebungslinie die Tangente entsprechend den strichpunktierten Linien in den Fig. 10—26 nach dem hinteren Totpunkte T_v hinlaufen, und würde die Beschleunigung ($= \mathfrak{h} \cdot \omega^2$) für normale Verhältnisse etwa 0,5 m/Sek.² sein, zu deren Erreichung nur 5 v. H. der Ventilbelastung aufgewendet werden müßten. Bei den abgenommenen Diagrammen (vergl. Fig. 10—26) verläuft die Tangente aber viel flacher, so daß die Beschleunigung und der dazu aufgewendete Teil der Belastung noch viel kleiner ist.

g = Beschleunigung der Schwere = 9,81 m/Sek.²,
$h_u - h_0$ = sog. Druckverlust im Ventil in m Wassersäule,
x = Druckziffer,
B = Belastung einschl. Eigengewicht des Ventils unter Wasser in kg,
f = untere Ventilfläche = 0,00835 qm,
γ = Gewicht von 1 cbm Wasser = 1000 kg/m³.

Aus obigen Gleichungen ergibt sich:

$$\mu \sqrt{x} = \frac{s \cdot n}{\mathfrak{h} \sqrt{B}} \cdot \frac{\frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\pi}{60}}{2 \pi D \sin 45^0 \sqrt{\frac{2g}{f \cdot \gamma}}} = 0{,}00056 \frac{s \cdot n}{\sqrt{B}}$$

Für die Grenze des sehr guten Ganges habe ich nun nach dieser Gleichung zu den am arbeitenden Ventil gemessenen Werten von s, n, $\mathfrak{h}$ und B das $\mu \sqrt{x}$ berechnet und in Tab. 5 den für das ruhende Ventil gefundenen Werten von $\mu \sqrt{x}$ gegenüber gestellt.

Tabelle 6.

Vergleich der Versuche am ruhenden und bewegten Ventile.

Bezeichnung d. Belastung	Kolbenhub s mm	Ventilhub $\mathfrak{h}$ mm	Umdrehungszahl n	$0{,}00056 \frac{s \cdot n}{\mathfrak{h} \cdot \sqrt{B}} = \mu \sqrt{x}$	Für das ruhende Ventil gefunden $\mu \sqrt{x}$
B_I	300	6	81	1,12	1,12
	250	5,5	89	1,11	1,06
	200	5,1	99	1,07	1,03
	150	4,5	111	1,02	1,00
B_{II}	300	5,1	84	1,09	1,03
	250	4,7	88,4	1,03	1,01
	200	4,3	101	1,03	0,99
	150	3,8	114	0,99	0,97
B_{III}	300	4,7	84	1,09	1,00
	250	4,3	91,2	1,08	0,99
	200	3,9	101,8	1,06	0,97
	150	3,5	114,8	1,00	0,97
B_{IV}	300	4,5	84	1,07	1,00
	250	4,1	91	1,06	0,99
	200	3,7	102	1,06	0,97
	150	3,3	114	0,99	0,96

Die Uebereinstimmung ist befriedigend, die Abweichung beträgt 0—9 im Mittel etwa 5 v. H. Daß die am bewegten Ventil gefundenen Werte durchweg etwas größer sind, dürfte durch die Reibung des Ventils an seiner Führung begründet sein. Hierdurch ist der Beweis erbracht, daß die für das ruhende Ventil gefundenen Ausfluß- und Druckziffern auch für das in der Pumpe arbeitende Ventil gelten. Die Untersuchung am ruhenden Ventil war notwendig, weil aus den bisherigen Versuchen an der Pumpe nur das Produkt $\mu \sqrt{x}$ nicht aber die einzelnen Größen gefunden werden können. Um auch den Einfluß der Ventilreibung auszuschalten, beabsichtige ich ähnliche Versuche mit einem reibungsfrei arbeitenden federbelasteten Ventil durchzuführen und darüber später zu berichten.

Ventilberechnung.

Zum Schluß will ich noch zeigen, wie diese Versuchsergebnisse zur Berechnung der Ventile verwendet werden können.

Nach der Förderhöhe und den örtlichen Verhältnissen wählt man den im Ventil zur Austrittsgeschwindigkeit aufzuwendenden Druck $h_u - h_0$, etwa = 1 m, und nach der Umdrehungszahl n den zulässigen Ventilhub $\mathfrak{h}$. Da man bei Neuberechnung die Größe der Ventil- und Wasserbelastung noch nicht kennt, wird man für ein gewichtsbelastetes Ventil v_s = 67mm/Sek., d. h. $n \mathfrak{h} = 400$ und damit $\mathfrak{h} = \frac{400}{n}$ zunächst annehmen. Setzt man in die Gleichung I auf S. 387 an Stelle von Kolbenquerschnitt, Kolbenhub und minutlicher Hubzahl die von der Pumpe zu fördernde sek. Wassermenge Q cbm, die Anzahl der Plunger $\mathfrak{A}$ und den Völligkeitsgrad der Pumpe ε = 0,96 — 0,98, so erhält man:

$$\mu \, 2 \pi D \mathfrak{h} \sin 45^0 \sqrt{2g(h_u - h_0)} = \frac{\pi Q}{\varepsilon \mathfrak{A}},$$

worin der mittlere Durchmesser des Ringventils D in m die einzige Unbekannte ist.

$$D = \frac{\frac{Q}{\varepsilon \mathfrak{A}}}{2 \mu \mathfrak{h} \sin 45^0 \sqrt{2g(h_u - h_0)}}.$$

Ist dieser Wert von D für einen einzigen Ring zu groß, so kann man entweder mehrere einringige oder mehrringige Ventile ausführen, und muß dann die Summe aller Ringdurchmesser dem obigen Wert D gleich sein. Dem Ventilring gibt man eine solche untere Breite b, daß die Geschwindigkeit im Sitz etwa 1 m f. d. Sekunde wird. Damit nun im Betriebe dieser Ventilhub $\mathfrak{h}$ und der Druckverlust $h_u - h_0$ sich wirklich einstellen, muß die Ventilbelastung unter Wasser werden.

$$B = \frac{1}{x}(h_u - h_0) f \gamma,$$

worin $f = \pi D b$.

Ist das Eigengewicht des Ventils unter Wasser = G, so muß $B - G$ als Gewichtsbelastung noch zugesetzt werden.

Für dem Versuchsventil ähnliche Ventile erhält man μ und x aus den Schaulinien der Fig. 34 und 36 oder der Tab. 4. Aehnlich verhalten werden sich voraussichtlich alle einringigen Ventile mit 45° Sitzflächen und Ringbreiten von 16 auf 22 mm. Für andere Ventile muß die Abhängigkeit von μ und x mit $\mathfrak{h}$ erst noch durch Versuche festgestellt werden. Durch die hier veröffentlichten Versuche sind somit Grundlagen zur Berechnung der Größe, Hübe und Belastungen ähnlicher Ventile gegeben.

Generelles Projekt der Zugspitzbahn.

Mitgeteilt von **Hans A. Martens.**

Die von Zivilingenieur *W. A. Müller* verfaßte Denkschrift nebst Erläuterungsbericht, Kostenvoranschlag und Rentabilitäts-Berechnung zum generellen Projekt der Zugspitzbahn ist das Ergebnis eingehender Studien, die der Verfasser schon seit Jahren vorgenommen hat und die ihn zu einer Lösung geführt haben, welche sowohl technisch als auch wirtschaftlich möglich zu sein scheint. Andererseits hat der Gedanke, den höchsten und großartigen Gebirgsgipfel des deutschen Reiches durch eine Bergbahn zugänglich zu machen, eine deutsch-nationale Färbung: Schon aus diesem Grunde verdient er in weitesten deutschen, nicht nur technischen Kreisen be-

kannt zu werden, um für ihn das Interesse wachzurufen, damit deutsche Ingenieurkunst und deutsches Kapital ihn in die Tat umzusetzen vermögen. Ist doch die Gefahr nicht gering, daß die Zugspitze, so nahe der Grenze gelegen, von österreichischer Seite durch eine Bahn erklommen wird und dann die wirtschaftlichen Erfolge der Bahn dem Ausland zugute kommen.

In der Versammlung des „Fremdenverkehrsvereins für München und das bayrische Hochland" am 23. Februar 1907 wurde erstmalig über das durch die vorliegende Denkschrift festgelegte endgültige Projekt referiert, das allgemeinen Anklang fand und „bei allen Zuhörern hellste Begeisterung entflammte". Es bildete sich ein Zugspitzbahn-Komitee mit dem Auftrage, das Projekt tunlichst zu fördern. Somit kann mit Befriedigung festgestellt werden, daß die Zugspitzbahn an sich als gesichert gelten kann. Und da sie auch bezüglich der technischen Ausführbarkeit und der Wirtschaftlichkeit des Betriebes keine Utopie mehr ist, so folgen wir der Denkschrift, die wir nachstehend im Auszug wiedergeben.

Nachdem in den Schweizer Alpen u. a. Rigi, Pilatus, Jungfrau durch eine Bahn erschlossen sind, lag es ohne weiteres nahe, die fast 3000 m hohe Zugspitze durch eine Bergbahn zugänglich zu machen, für welche die wirtschaftlichen Grundlagen als besonders günstig bezeichnet werden können. Von besonderer Bedeutung für eine rein touristischen Zwecken dienende Bahn ist die Nähe großer Verkehrszentren, durch welche der sommerliche Fremdenstrom wogt: München ist ein solches als Bremspunkt des internationalen Durchgangsverkehrs Deutschland-Italien, Frankreich-Oesterreich und als Ausgangspunkt des Touristenverkehrs in das bayrische Hochland und das Salzkammergut. Nicht weniger günstig ist es zu bezeichnen, daß die beiden Sommerfrischen Garmisch und Partenkirchen in naher Zeit ein bedeutungsvoller Knotenpunkt für wichtige Vollbahnstrecken sein werden, deren Bau bereits gesichert, zum Teil schon in Angriff genommen ist: Garmisch-Partenkirchen soll Ausgangspunkt der Zugspitzbahn werden.

Die Zugspitzbahn zerfällt in zwei Hauptteile, und zwar in eine flachere Talbahn von Garmisch-Partenkirchen bis zu dem vielbesuchten Eibsee, woselbst sich eine steilere Bergbahn bis zur Zugspitze anschließt. Für die Talbahn, welche in ihrem letzten Teile größere Höhenunterschiede zu überwinden hat, ist eine gewöhnliche Ueberlandbahn mit Reibungsbetrieb und Längenentwicklung im steileren Teil vorgesehen, nachdem das Projekt einer vereinigten Reibungs- und Zahnbahn als zu unwirtschaftlich erkannt worden war. Für die eigentliche Bergbahn vom Eibsee bis zur Zugspitze mit einem Höhenunterschiede von fast 2000 m war die Frage Zahnbahn oder Seilbahn zu entscheiden gewesen. Die Bearbeitung ließ eine Seilbahn als das technisch und wirtschaftlich geeignetste Verkehrsmittel erscheinen. Da Seilbahnen nur bis höchstens 2,5 km Länge ausführbar sind, ergibt sich eine Teilung in zwei selbstständige, unabhängig voneinander betriebene Seilbahnstrecken. Die erste Strecke, vom Eibsee bis auf 1820 m Höhe, ist als offene Strecke gebaut. Die zweite obere liegt bis auf die ersten 65 m gänzlich im Tunnel. Diese Tunnelbahn ist gegenüber einer offenen Zahn- oder Seilbahn von erheblich größerem Vorteil. Sie bietet Schutz gegen Steinschlag, Schnee und Lawinen und gestattet eine um wenigstens vier Wochen längere Betriebszeit als die offene Strecke, da in Höhen über 2000 m bis zum Mai und schon vom September ab Schnee auftritt. Für den Bau liegen die Verhältnisse ebenfalls zugunsten der Tunnelbahn. Nach den Erfahrungen beim Bau anderer Bergbahnen käme für eine offene Bahn in den Höhen nur eine Bauzeit von vier Monaten im Sommer in Frage, während die Tunnelbahn ohne Unterbrechung in Tag- und Nachtschicht gebaut werden kann, so daß ihr 300 24-stündige Arbeitstage gegenüber 100 zehnstündigen Arbeitstagen bei einer offenen Bahn zur Verfügung stehen. Weiterhin kommt in Betracht, daß bei etwa 2700 m Höhe die kritische Arbeitsgrenze liegt, d. h. von dieser Höhe an nimmt in der offenen Strecke die Leistungsfähigkeit der Arbeiter schnell ab. Dagegen lehren die Erfahrungen beim Bau der Jungfraubahn, welche von 2300 m Höhe ab gänzlich im Tunnel liegt, daß selbst bei über 3200 m noch keine schädlichen Einflüsse auf die Gesundheit der Arbeiter sich bemerkbar machen. Schließlich kommt hinzu, daß die Kosten einer offenen Zahnbahn mit ihrer längeren Linienentwicklung, den zahlreichen Kunstbauten und der langen Stromzuleitung bedeutend höher sind wie die einer Seilbahnanlage in mehreren Strecken, selbst wenn, wie hier die obere, kurze Strecke gänzlich im Tunnel liegt. Und als letztes nicht geringstes sprechen für die Tunnelbahn ästhetische Rücksichten. Zwar steht Schreiber dieses Referats keineswegs auf dem Standpunkt, daß der Eindruck der Natur durch die Attribute moderner Verkehrstechnik, wie kühne Viadukte, Brücken in schlanker Linienführung der Konstruktionsteile, Bahnhofsgebäude, angepaßt in der Architektur dem bodenständigen Stil der betreffenden Gegend auf jeden Fall zerstört wird. Aber bedauerlicherweise muß bei dem Projekt einer rein touristischen Zwecken dienenden Bergbahn mit dem beschämenden Unvermögen eines der technischsten aller Kulturvölker gerechnet werden, welches die „technische Schönheit", die in der besten Form für den zu erfüllenden Zweck zum Ausdruck kommt, noch immer nicht zu begreifen vermag. Aus diesem Grunde beruhigt eine Tunnelbahn auf einen Berggipfel die Gemüter sichtlich und wird dazu beitragen das Projekt schneller volkstümlich zu machen.

Für den Antrieb hat sich auf Grund von Vergleichsrechnungen das folgende System als das wirtschaftliche herausgestellt.

Für die Talbahn: Gewöhnliche Fahrdrahtleitung mit 850 Volt Betriebsspannung unter Verwendung einer Pufferbatterie im Kraftwerk. Für die Bergbahn: Fernübertragung von hochgespanntem Drehstrom (6000 Volt) vom Kraftwerk zu der vereinigten Antriebsstation der beiden Seilbahnstrecken, wo die Umformung in 500 voltigen Gleichstrom stattfindet, der zum Betriebe der Nebenanschlußmotoren dient. Eine Akkumulatorenbatterie für beide Seilbahnstrecken wird bei Stromrückgewinnung teilweise aufgeladen.

Die Batterien geben den Vorteil, daß die Primärmaschinen in den ersten Morgen- und letzten Abendstunden nicht in Betrieb sein brauchen, und daß eine ausreichende Reserve vorhanden ist.

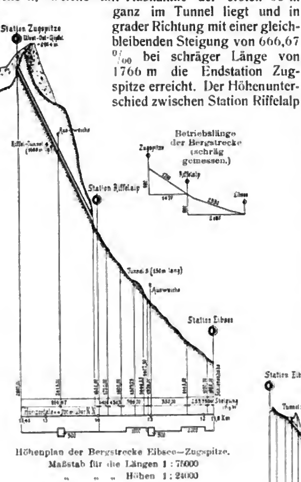
Für die Stromerzeugung wurden alle Möglichkeiten untersucht: Am billigsten in Bau und Betrieb wird ein Dampfkraftwerk, welches die KW/Std. zu rund 11 Pfennig abzugeben vermag. Bei Stromentnahme von einem der geplanten großen bayerischen Wasserkraftwerke wird der Strompreis noch unter den angegebenen sinken, wobei sich auch Anlage- und Betriebskosten der Bahn um ein Geringes vermindern werden.

Interessante technische Einzelheiten bringt der zweite Teil der Schrift, der „technische Erläuterungsbericht".

Die mehrspurige Talbahn mit durchweg eigenem Bahnkörper beginnt in etwa 300 m Entfernung vom Bahnhof Garmisch-Partenkirchen der Lokaleisenbahn von München (Fig. 1). Die Station Eibsee ist etwa sechs Minuten vom Eibsee entfernt angelegt. Die Gesamtlänge der Talbahn beträgt 11,8 km mit einer größten Steigung von 60‰, einem kleinsten Krümmungshalbmesser von 60 m auf der freien Strecke und einem gesamten Höhenunterschied von 318 m zwischen den Endstationen. Die Station Garmisch-Parten-

kirchen ist als Endschleife ausgebildet, während auf Station Eibsee ein weniger Raum beanspruchendes Gleisdreieck vorgesehen ist, um die bis zu drei Wagen starken Züge mit elektrischem Antriebswagen an der Spitze — letztere sind zur Kosten- und Gewichtsverminderung nur mit einseitigem Führerstand ausgebildet — mit wenig Zeitverlust für die Rückfahrt wieder betriebsfertig zu haben.

Bei Station Eibsee beginnt die eigentliche Bergbahn mit der ersten Teilstrecke der Seilbahn (Fig. 2). Mit einer mittleren Steigung von 366,97 ‰ steigt sie bei einer schrägen Länge von 2330 m und einem gesamten Höhenunterschiede von 800 m bis zur etwas oberhalb der Baumgrenze liegenden Umsteigestation Riffelalp auf. Hier beginnt die Seilbahnstrecke II, welche mit Ausnahme der ersten 65 m ganz im Tunnel liegt und in grader Richtung mit einer gleichbleibenden Steigung von 666,67 ‰ bei schräger Länge von 1766 m die Endstation Zugspitze erreicht. Der Höhenunterschied zwischen Station Riffelalp und Zugspitze beträgt 980 m. In Höhe der Endstation sind eine geschützte Terrasse und ein Hotel gedacht, von wo bequeme Wege zum Gipfel führen sollen. Die Station liegt in 2800 m Höhe noch 164 m unter dem Westgipfel.



Höhenplan der Bergstrecke Eibsee—Zugspitze.
Maßstab für die Längen 1 : 75000
„ „ „ Höhen 1 : 24000
Fig. 2.

Die Gesamtlänge der Zugspitzbahn beträgt 15,450 km, wovon 3,65 km auf die Seilbahnstrecke entfallen. Die Talbahnstrecke hat drei Zwischenstationen, von denen die Station Garmisch-Badersee die Grenze zwischen der ersten Flachstrecke und der zweiten Steilstrecke bildet, deren Steigungen entsprechend die Fahrgeschwindigkeiten auf 40 km und 18 km/Std. festgesetzt sind; als Mittelwerte gelten 30 und 16 km/Std. Auf den Seilbahnstrecken wird mit den mittleren Geschwindigkeiten von 7,2 km und 5,4 km gefahren. Danach ergeben sich die Fahrzeiten auf der Talbahn zu 35 Minuten, auf den beiden Seilbahnstrecken zu je 21 Minuten, so daß die ganze Fahrdauer von Garmisch bis Zugspitze einschließlich der Aufenthalte 90 Minuten beträgt. Die Züge sollen im Anschluß an die aus München eintreffenden Züge fahren. Bei mittlerem Verkehr in der Reisezeit werden etwa 70000 Zug/km gefahren, wovon etwa 52000 auf die Talbahn entfallen. Die Betriebszeit ist vom 1. Mai bis 31. Oktober für die Talbahn, vom 10. Mai bis 20. Oktober für die Bergbahn in Aussicht genommen.

Zur Erzielung eines theoretisch geringsten und gleichbleibenden Kraftbedarfes müßte das Längenprofil der beiden Seilbahnen eine Parabel nach zu berechnender Gleichung sein. Für die untere Seilbahnstrecke wurde ein angenähertes theoretisches Profil gewählt. Für die obere, die mit Ausgleichseil betrieben wird, auf der also veränderliche Seilgewichtskomponenten nicht auftreten, ist die theoretisch richtige gerade Linie mit konstanter Steigung ausgeführt, was der Tunnelherstellung zugute kommt.

Der Unterbau der Talbahn wird in üblicher Weise ausgeführt. Bei den Seilbahnstrecken kommt je nach der Steigung und den geologischen Verhältnissen zur Anwendung: gewöhnliches Schotterbett, zwei durchlaufende Stützmauern mit Zwischenfüllung, treppenförmig in den Felsgrund eingelassener Mauerkörper. Sonstige Kunstbauten außer den Tunnels sind nicht nennenswert. Die beiden Tunnels der Talbahn werden ganz ausgemauert; desgleichen der eine der Seilbahnstrecke I. Der große Riffeltunnel der Seilbahnstrecke II wird nur auf eine Länge von 600 m ganz ausgemauert, während er sonst nicht ausgewölbt wird, da nach dem geologischen Befund der Fels sehr gut steht. Der Bau des Tunnels wird insofern geringere Schwierigkeiten bieten, als Temperaturerhöhung nicht zu erwarten steht, vielmehr nach den Erfahrungen beim Jungfraubahntunnel mit dem Gegenteil gerechnet werden muß. So wird sich die Lüftung, die nicht gleichzeitig eine Kühlung zu bewirken hat, auch einfach gestalten, wie auch die Förderung des Ausbruchsmaterials durch die starke Steigung unter Verwendung einer Art Rutschbahn sehr erleichtert wird.

Der Oberbau der Talbahn bietet auf der Flachstrecke nichts bemerkenswertes; auf der Steilstrecke wird der Oberbau durch einige Mauersätze gegen Wandern gesichert.

Der Seilbahnoberbau besteht aus Bergbahnschienen mit konischem Kopf, um den die Zangenbremsen greifen. Die Schienen sind im unteren Teil der Seilbahnstrecke in Schotter auf Flußeisenschwellen verlegt, während sie auf dem gemauerten Unterbau sowie im Tunnel auf Winkeleisenstücke befestigt werden, die in einer über dem Mauerkörper aufgebrachten 30 cm hohen Rollschicht vergossen sind. Die Ausweichen sind selbsttätig, indem die beiden äußeren Schienenstränge durchlaufen; daher haben nur die jeweilig rechts in der Fahrtrichtung liegenden Räder doppelte Spurkränze, während die Innenräder ohne solche sind.

Höhenplan der Talstrecke Garmisch—Eibsee.
Maßstab für die Längen 1 : 150000
„ „ „ Höhen 1 : 7500
Fig. 1.

Auf der Talbahnstation Badersee-Grainau befindet sich eine größere Ausbesserungswerkstätte, während auf den

Stationen Garmisch und Riffelalp kleinere Werkstätten errichtet werden.

Die Fahrzeuge der Talbahn und Seilbahn stehen bezüglich des nutzbaren Fassungsraumes in gegenseitiger Abhängigkeit. Für den Seilbahnwagen ist ein Fassungsvermögen von 68 Personen angenommen. Da die Talbahn unter Umständen bei starkem Andrang zwei Seilbahnfahrten zu bedienen haben wird, so müßte ein Talbahnzug 136 Personen aufnehmen können. Die Drehgestelltriebwagen von 14,00 m Länge und 16,4 t Leergewicht fassen normal 63 Plätze, im Bedarfsfalle unter Hinzunahme von Stehplätzen im Mittelgang 75 Plätze. Die offenen 10,2 m langen Anhängewagen sind zweiachsig mit freien Lenkachsen und 4 m Radstand, haben 4,5 t Leergewicht und fassen normal 40, höchstens 50 Personen. Als größter Zug gilt ein Triebwagen mit zwei Anhängern, was einer Beförderung von 175 Personen bei 38 t Zuggewicht entspricht. Die Triebwagen haben vier Gleichstrom-Hauptschlußmotoren von je 45 PS normaler Leistung, von denen je einer eine Drehgestellachse mit Zahnradübersetzung 1 : 6 antreibt. Die Motoren sind für die Linienspannung von 850 Volt gewickelt und können zusammen bis 225 PS für längere Dauer leisten. Die Stromabnahme von der Fahrleitung erfolgt durch zwei Kontaktbügel. Der Motorwagen ist mit einer achtklotzigen Ausgleichbremse ausgerüstet, die durch Luftdruck oder auch von Hand betätigt wird. Auch die Anhänger sind mit der durchgehenden, bei Zugtrennung selbsttätig wirkenden Luftdruckbremse ausgerüstet. Die Druckluft wird durch eine Achsluftpumpe erzeugt.

Die Seilbahnwagen erhalten der Steigung entsprechend versetzte Abteile. Die Wagen der unteren Strecke sind offen mit 6,5 t Leergewicht. Die Wagen der oberen Strecke sind ganz geschlossen mit herablaßbaren Fenstern, sowie Schiebetüren auf einer Seite ausgeführt. Als Führerstand dient eine vorgebaute Plattform mit fünf Stehplätzen. Die Beleuchtung der Wagen erfolgt im Tunnel durch Azetylenlaternen. Die Bremsen sind als schließbare Zangenbremsen ausgebildet, die von drei Seiten gegen den Schienenkopf gepreßt werden. Die beiden zwischen den Laufachsen angeordneten Bremszangen werden bei Bruch oder Schlaffwerden des Seiles selbsttätig durch eine mittels Gegengewichten ausgelöste Reibungskupplung durch die Drehung der Räder ohne plötzlichen Stoß und zuverlässig angezogen. Der Bremsweg betrug bei Versuchen auf der gleichartigen Mendelbahn knapp 2 m. Oberhalb der oberen Laufachse ist noch eine dritte Bremszange zur Handbedienung von beiden Führerständen aus angeordnet.

Die Stromzuführung für die Talbahn ist in üblicher Weise vorgesehen. Die Hochspannungsfernleitung (6000 Volt) vom Kraftwerk zur Maschinenstation der Seilbahnen auf der Umsteigestation Riffelalp ist auf der Talbahnstrecke auf den Fahrdrahtmasten, auf der Seilbahnstrecke auf besonderen Holzmasten verlegt. Der große Riffeltunnel erhält elektrische Beleuchtung durch Drehstrom, der in schwacher Leitung zur Station und zum Hotel Zugspitze geführt wird.

a Weg von Badersee. b Straße von Obergrainau nach Eibsee.
A Lokomobilenraum, B Dynamoraum, C Schalttafel, D Betriebsbureau, E Transformatorenraum, F Akkumulatorenraum, G Kohlenlager, H Werkstätte, J Magazin. K Wagenschuppen, L Drehscheibe, M Wohnhaus für Maschinenpersonal, N Personal. O Gepäck, P Kasse, Q halboffene Wartehalle, R Bahnsteig, S Güterschuppen, T Rampe.

Fig. 3. Bahnhof Badersee mit Kraftwerk, Wagenschuppen und Werkstätte. Maßstab 1 : 1500.

Besonderes Interesse beansprucht der Antrieb der Seilbahnen. Die untere Strecke wird vom oberen Ende angetrieben, indem das Seil dreimal um eine dreirillige Seiltriebscheibe von 4,00 m Durchm. geführt wird, welche durch Zwischenschaltung eines Zahnradvorgeleges und eines Riementriebes von einem 100 PS-Nebenschlußmotor (600 Volt) angetrieben wird. Als Reserve dient ein zweiter Motor. Auf der Zwischenvorgelegewelle befindet sich eine Holzbackenbremse, die vom Führerstand des Maschinenhauses von Hand und selbsttätig bei zu weitem Einfahren des Wagens oder bei Stromunterbrechung betätigt wird. Eine zweite Handbremse ist außerdem noch vorgesehen. Der Führerstand liegt so, daß der Maschinist die obere Einfahrtstrecke übersehen kann. Die Stellung der beiden Wagen wird durch einen Teufenzeiger angegeben. Die obere Strecke erhält ihren Antrieb vom unteren Bahnende durch ein Ausgleichseil, wie dies z. B. bei der Vesuvbahn ausgeführt wurde. Durch dies System hat sich die Vereinigung der Antriebstationen beider Strecken erreichen lassen, so daß auf der oberen Endstation Zugspitze nur eine Umlenkwelle für das Lastseil erforderlich wird. Das Zugseil wird über zwei Umlenkscheiben auf zwei Spannscheiben und dann über zwei zweirillige Triebscheiben geleitet. Die Triebscheiben werden unter Einschaltung eines doppelten Zahnradvorgeleges mittels Riementrieb von einem 80 PS-Motor angetrieben. Ein Reservemotor ist vorhanden. Die Anordnung der Bremse ist die vorhin beschriebene.

Der vom Kraftwerk zugeführte hochgespannte Drehstrom (6000 Volt) wird in ruhenden Umformern auf 600 Volt herabtransformiert und dann in Motorumformern in 500-voltigen Gleichstrom umgeformt, der die Seilbahnmotoren antreibt. Parallel geschaltet ist eine Batterie für 300 Amp./Std. Die Abmessungen der Seile geben eine zehn- bis zwölffache Sicherheit gegen Zerreißen. Das Seil von 44 mm Durchm. wird in beständig geschmierten Seilrollen geführt.

In dem auf der Station Badersee-Grainau errichteten Bahnkraftwerk (Fig. 3) werden drei Heißdampfverbundlokomobilen mit Kondensation für je 200 PS Normalleistung und 330 PS vorübergehende Höchstleistung zum Antrieb der Dynamos aufgestellt. Der Kohlenverbrauch wird zu 0,63 bis 0,69 kg auf 1 PS_e/Std. angesetzt. Ein gemauerter Schornstein führt die Rauchgase ab. Das zur Kondensation nötige Wasser wird durch eine besondere Wasserleitung zugeführt. Die Maschinenanlage ist für die Tal- und Bergbahn getrennt ausgeführt; nur die Reservemaschinen lassen sich teilweise für beide Bahnen gemeinschaftlich verwenden. Lokomobile *I* treibt mittels doppelten Riementriebes eine Gleichstromdynamo von 150 KW Leistung und 850 Volt Spannung für den Talbahnbetrieb an. Lokomobile *II* treibt eine Drehstromdynamo von 150 KW und 600 Volt Spannung für den Bergbahnbetrieb an. Die dritte (Reserve-) Lokomobile kann auf eine Reserve-Gleichstromdynamo oder

Reserve-Drehstromdynamo der genannten Leistung arbeiten und zwar beide einzeln oder zusammen antreiben. Eine Pufferbatterie dient als Reserve des Talbahnbetriebes und gibt den Erregerstrom für die Drehstromdynamos ab. Zwei Zusatzdynamos laden mit einer Spannungserhöhung bis 1000 Volt die Batterie auf. Der 600voltige Drehstrom wird zur Fernleitung nach der Seilbahnmaschinenstation in Riffelalp auf 6000 Volt in ruhenden Umformern herauftransformiert.

Der Energiebedarf der Züge ergibt sich unter Berücksichtigung der ungünstigsten Last- und Streckenverhältnisse aus der Zugkraft und Fahrgeschwindigkeit. Für die Talbahn ist eine Höchstmotorleistung von 210 PS erforderlich. Mit einem Gesamtwirkungsgrad von 65 v. H. für die Arbeitsübertragung von der Dampfmaschinenwelle zur Achse des Triebwagens entspricht dies einer Leistung von 274 PS der Lokomobile im Kraftwerk.

Für die untere Seilbahnstrecke ergibt sich im ungünstigsten Fall eine Höchstleistung von 125 PS an der Motorwelle des Triebwerkes, was einer Leistung von 200 PS an der Maschinenwelle im Kraftwerk entspricht, wenn die Energieübertragung zwischen beiden Wellen (Drehstromgenerator, Umformer im Kraftwerk, Hochspannungsfernleitung, Umformer in der Seilbahnmaschinenstation, Umformer für Drehstrom in Gleichstrom, Gleichstrommotor) mit 62 v. H. Wirkungsgrad bewirkt wird. Die obere Seilbahnstrecke läßt sich vermittels des Ausgleichseils mit geringerem Arbeitsbedarf betreiben: Er beträgt nur 91 PS an der Maschinenwelle im Kraftwerk.

Unter Zugrundelegung des Fahrplans für mittleren Verkehr ergibt sich ein mittlerer Tagesbedarf von 230 PS, wovon 150 PS auf die Talbahn und 80 PS auf die Bergbahn entfallen.

Die Betriebseröffnung der Bahn ist für den Juli 1910 in Aussicht genommen, wenn im Frühjahr 1908 mit dem Bau begonnen wird.

Aus dem Kostenaufwande seien folgende Zahlen mitgeteilt:

Grunderwerb 130000 M., Kunstbauten 1625000 M., Betriebsmittel 212000 M., Kraftwerk 264000 M., Antrieb der Seilbahnen 192000 M. Der Kostenvoranschlag schließt mit einer Gesamtsumme von 4200000 M. ab, wovon 1869400 M. auf die Talbahn und 2330600 M. auf die Bergbahn entfallen. Als Einheitsfahrpreis gelten für die Talbahn 0,10 M./km, untere Seilbahn 1,00 M./km, obere Seilbahn 1,80 M./km. Der Fahrpreis für die ganze Strecke beträgt 7,80 M. für einfache Fahrt, 12,50 M. für Hin- und Rückfahrt.

Die Rentabilitätsberechnung enthält folgende Zahlen:

Ausgaben: Reine Betriebskosten, wie Verwaltung, Abfertigung, Zugförderung und Unterhaltung 140700 M. Ausgaben, wie Einlagen in den Erneuerungsfonds, Tilgungs- und Reservefonds 19300 M., so daß als Gesamtausgaben 160000 M. erscheinen.

Dem stehen 412000 M. Einnahmen gegenüber, so daß ein Reingewinn von 252000 M. verbleiben würde. Nach Abzug aller Abschreibungen bliebe bereits für die ersten Betriebsjahre eine Verzinsung des Aktienkapitals von 4200000 M. mit 6 v. H. Wenn man *Müllers* Projekt durchstudiert hat, wird der Wunsch rege, daß es deutschem Unternehmungsgeist und deutscher Ingenieurkunst gelingen möge, das Projekt zur Ausführung zu bringen.

Neue Untersuchungen an landwirtschaftlichen Maschinen.

Von Professor Dr. **Gustav Fischer**, Berlin.

(Schluß von S. 373 d. Bd.)

Um nach dem Aufgehen der Kartoffelpflanzen und während ihrer weiteren Entwicklung die Dämme stets wieder anzuhäufeln und das Unkraut zu zerstören, kann man entweder die Zudeckmaschinen oder besondere Häufelpflüge benutzen. Für große Wirtschaften mit ausgedehntem Kartoffelbau ist die Benutzung der Zudeckmaschinen billiger und der Bedarf an Arbeitern erheblich geringer als bei dem Häufelpflug. Trotzdem wird der letztere seiner Einfachheit wegen auf Gütern mit geringem Kartoffelbau und da, wo noch Arbeiter in ausreichender Zahl verfügbar sind, noch viel benutzt.

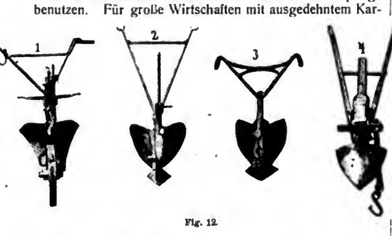
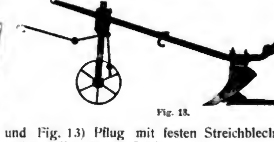


Fig. 12.

Daß die Bauart der *Häufelpflüge* bei aller Einfachheit doch auf verschiedene Punkte Rücksicht nehmen muß, bewies die Prüfung, die von uns auf den Domänen Altlandsberg (Pächter Amtsrat *Schrader*) und Falkenrehde (Amtsrat *Mankiewicz*) vorgenommen wurde. Geprüft wurden die Häufelpflüge von

1. *Rud. Sack*, Leipzig-Plagwitz (s. Fig. 12 No. 1


Fig. 13.

und Fig. 13) Pflug mit festen Streichblechen, Stelzrand und ziemlich langer Sohle;

2. *Ostdeutsche Maschinenfabrik vorm. Rud. Wermke*, Heiligenbeil (s. Fig. 12 No. 2 und Fig. 14), Pflug mit verstellbaren Streichblechen, Stelzrand, schwacher Sohle und kurzem Grindel;

Fig. 14.

3. *Akt.-Ges. H. F. Eckert*, Berlin - Friedrichsberg (s. Fig. 12 No. 3 und Fig. 15), Schwingpflug mit verstellbaren Streichblechen, hochgebogenem (Schwanenhals-) Grindel und kräftiger Sohle;

4. Domäne Altlandsberg (s. Fig. 12 No. 4 und Fig

16), hölzerner Schwingpflug mit sehr langer Sohle (etwa 80 cm) und breitem Schar ohne Streichbleche.

Ein gutes Auflager auf der Sohle, wie es der Altlandsberger Pflug in besonderem Maße besitzt, gibt dem



Fig. 15.

Pflug einen ruhigen Gang, so daß der Führer wenig angestrengt wird; die dabei auftretende große Reibung erhöht zwar den Zugwiderstand, aber nicht über das für ein kräftigeres Pferd zulässige Maß hinaus. Der Zugwider-

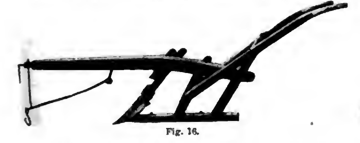


Fig. 16.

stand des Altlandsberger Pfluges betrug auf schwererem Boden bei 17,7 cm Dammhöhe 88 kg.

vordere Ende der Strohschüttler zu verteilen; die Strohschüttler sind verlängert und in zwei Teile zerlegt, zur völligen Entfernung leichter Verunreinigungen ist ein drittes Gebläse außer den beiden sonst üblichen angeordnet.

Eine wesentliche Arbeitsersparnis an den Dreschmaschinen gewährt die Verwendung von Gebläsen zur Fortschaffung des Kurzstrohs und der Spreu. Das erstere kann am Auslauf aus dem Kurzstrohsiebe aufgefangen und in die Strohpresse geblasen werden, wo es in die Strohballen mit hineingepreßt wird; die Spreu wird, nachdem sie aus dem Korn herausgeblasen ist, durch ein Gebläse in ein Rohr befördert, das über einem Wagen oder im Speicher münden kann. In Amerika sind solche Gebläse auch für das Langstroh üblich, die völlige Nachahmung dieses Verfahrens ist aber in Deutschland wegen der bedeutend größeren Länge des Strohs nicht möglich.

An Versuchen mit Riesendreschmaschinen liegen zwei vor, die eingehend durchgeführt sind; der erste ist von Professor Dr. *Walter* in Halle an einer Maschine von *Lanz* angestellt worden, der zweite bestand in einer Vergleichsprüfung zwischen einer Maschine von *Lanz* und einer von *Marshall*, die auf Wunsch der Verwaltung der Berliner Rieselfelder von mir auf dem Rieselgut Hellersdorf abgehalten wurde. Es wurden in 1 Stunde erdroschen:

Der Kraftbedarf wurde durch Indikatorversuche ermittelt und belief sich bei Maschine *Lanz* in Halle bei Roggen auf 34,03 PS_i, bei Weizen auf 35,2 PS_i, in Hellers-

	In Halle			In Hellersdorf					
	Maschine *Lanz*			Maschine *Lanz*			Maschine *Marshall*		
	kg Korn	kg Stroh	kg Spreu	kg Korn	kg Stroh	kg Spreu	kg Korn	kg Stroh	kg Spreu
Roggen	3428	5415	270	3900	8127	339	2945	4909 [1])	382
Gerste	—	—	—	4825	4925	162,5	4625	4350 [2])	120
Weizen	3500	3561	745	—	—	—	—	—	—

Die Verstellbarkeit der Streichbleche, durch die die Breite der Furche geregelt wird, besitzt Vorteile, wenn in derselben Wirtschaft Kartoffeln in verschiedenen Reihenabständen gelegt werden, z. B. Frühkartoffeln enger als späte, oder wenn bei dem Zudecken der Kartoffeln mehr Erde aufgehäuft werden soll als bei dem späteren Anhäufeln. Dagegen sind feste Pflüge einfacher und widerstandsfähiger.

Ueber Kartoffelerntemaschinen und Sortiermaschinen, von denen auch einige geprüft sind, soll der Bericht aufgeschoben werden, bis umfangreichere Untersuchungen vorliegen. Erwähnung verdienen aber die „*Riesendreschmaschinen*", die seit einigen Jahren von *Heinrich Lanz* in Mannheim und *Marshall Sons and Co.* in Gainsborough, zeitweilig auch von der in Konkurs gekommenen Firma *Garrett Smith* in Magdeburg gebaut werden.

Wie sich von selbst versteht, weichen diese für sehr große Leistungen bestimmten Dreschmaschinen in ihrem Aufbau nicht grundsätzlich von den üblichen kleineren ab; aber auch die Einzelheiten und ihre Abmessungen sind nicht so sehr verändert wie man anzunehmen geneigt ist. *Lanz* vergrößert allerdings den Durchmesser der Dreschtrommel auf 710 mm, dagegen behält *Marshall* das übliche Maß von 610 mm bei. Immerhin ist die Vergrößerung zweckmäßig, weil die kleinere Trommel bei den großen Leistungen leicht weniger rein ausdrischt, d. h. Körner in den Aehren läßt. Die wesentlichen Aenderungen an der Maschine haben überhaupt das Ziel, die Trennung der Körner vom Stroh und ihre Reinigung zu sichern. So dient ein vierarmiger Haspel, der bei der *Lanz*schen Maschine parallel zur Dreschtrommel liegt, dazu, das aus dem Dreschkorb austretende Stroh gleichmäßig auf das

dorf bei Roggen auf 45,91 PS_i; die Maschine *Marshall* verlangte bei Roggen 47,28 PS_i. Der erhebliche Mehrbedarf an Arbeit bei dem Roggendrusch in Hellersdorf findet seine Erklärung in der etwas größeren Leistung, und ganz besonders in der erheblich höheren Strohmenge, die durch die Maschine ging. Eine Durchschnittsleistung von rd. 40 PS_e muß also die zum Antrieb der Riesendreschmaschine dienende Lokomobile besitzen.

Beide Prüfungen haben gezeigt, daß die Absonderung der Körner vom Stroh durchaus befriedigend erfolgt, und daß insbesondere die mehrfachen Reinigungsvorrichtungen und Schüttler der Maschine *Lanz* hervorragendes leisten, denn bei dem Gerstendrusch in Hellersdorf waren von der Gesamtmenge der in den Garben sitzenden Körner nur 0,65 v. H. im Stroh geblieben, und bei dem Roggen war die Menge so gering, daß auf die Wägung überhaupt verzichtet wurde.

Bei so großen Maschinensätzen wie sie hier besprochen wurden, wird die Dampflokomobile ihren Platz voraussichtlich noch lange behaupten, während für die kleineren Kräfte, die auch bei Anordnung einer Strohpresse neben der Dreschmaschine nicht über 20 PS_e hinausgehen, die Verwendung von Spiritus in den Verpuffungskraftmaschinen für die Landwirtschaft sehr beliebt geworden ist. Diese Vorliebe ist allerdings etwas erschüttert worden, als der Preis für Motorenspiritus durch die Spirituszentrale von 15 M. auf 28 M. erhöht wurde, und seitdem ist das Bestreben der Motorenfabriken darauf gerichtet

[1]) und etwa 327 kg Kurzstroh.

[2]) und etwa 250 kg Kurzstroh.

gewesen, ihre Spirituskraftmaschinen auch für billige Kohlenwasserstoffe wie Ergin, Resin, Benzol u. ä. benutzbar zu machen. Neuerdings ist es verschiedenen Fabriken gelungen, ihre Motoren für den Betrieb mit reinem Ergin herzurichten, in den Kreisen der kartoffelbauenden Landwirte wird aber natürlich die Verwendung eines Gemisches mit Spiritus vorgezogen werden.

Die *Motorenfabrik Oberursel* in Oberursel bei Frankfurt a. M. baut seit etwas über einem Jahr einen sogen. Universalmotor, den sie einer eingehenden Untersuchung durch die Maschinenprüfungsanstalt in Berlin unterworfen hat. Der in Fig. 17 dargestellte Motor liegender Bauart arbeitet im Viertakt; die seitlich in der bekannten Art angeordnete Steuerwelle wird durch Schraubenräder angetrieben, wobei das treibende Rad in der Mitte des geteilten Achslagers sitzt und gleichzeitig als feste Scheibe zur Schmierung des Lagers dient. In ähnlicher Weise erfolgt die Schmierung des anderen Achslagers durch eine feste Scheibe. Das Ausströmventil A (Fig. 18) wird durch Einwirkung eines Nockens auf einen Hebel mit Rolle R_a gesteuert, der Steuernocken N_2 für das Einströmventil E ist derart abgeschrägt, daß der Ventilhub stets bei der gleichen Kolbenstellung beginnt und bei schwächerer Belastung des Motors geringer ist und früher endet als bei großer Leistung. Der Hebel, der das Einströmventil betätigt, wirkt auch auf die Brennstoffpumpe, so daß die Regelung durch Veränderung der Füllung erfolgt. Die mit Saug- und Druckventil versehene Pumpe P saugt, so lange wie das Einströmventil sich öffnet, und preßt im Abschlußlauf dieses Ventils Brennstoff durch eine kleine Brause in den Luftstrom.

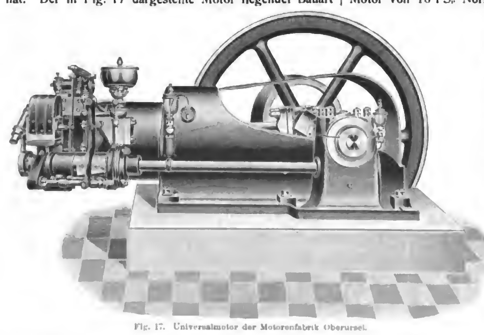


Fig. 17. Universalmotor der Motorenfabrik Oberursel.

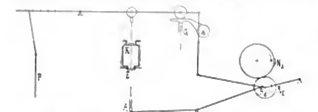


Fig. 18. Schema der Steuerung des Universalmotors der Motorenfabrik Oberursel.

Die Kurbelstange ist geteilt und kann durch Zwischenlagen verlängert werden, um den Kompressionsgrad für verschiedene Brennstoffe zu verändern. Bei dem geprüften Motor von 16 PS$_e$ Normalleistung bei Spiritusbetrieb ist die Kurbelstange 778 mm lang und kann durch die Zwischenlagen auf 823 bezw. 853 mm und 858 mm gebracht werden; die entsprechenden Verdichtungsgrade sind 3,76, 5,36, 8,08 und 8,9. Wie die Versuche bestätigten, ist hierdurch und durch die Einstellbarkeit des Hubes der Brennstoffpumpe eine gute Leistung bei Spiritus, Benzin und Mischungen von Spiritus mit Ergin oder Benzol erreicht worden. Um die gleiche Ausführung der Maschine statt für flüssige Brennstoffe auch für Sauggas benutzen zu können, wird statt des Gehäuses für die Zuführung flüssiger Brennstoffe ein Blindflansch angesetzt und an der anderen Seite des Zylinderkopfes ein Gußstück mit Zuführungsteilen für Gas angeschlossen. Die Steuerung des Gasventils G erfolgt durch dieselben Getriebe wie die des Ventils für Spiritus, die Drosselung der Luft durch einen Konus K, der auf der Spindel des Einströmventils sitzt.

Die Zündung erfolgt durch einen Magnetinduktor; für die Schmierung des Kolbens und des Kolbenzapfens dient eine Taucherpumpe, die von der Steuerwelle aus durch einen Nocken bewegt wird. Der Kurbelzapfen wird mittels Tropfölers und Schleuderringes geschmiert.

Die Prüfung ergab mit Spiritus bei einem Verdichtungsgrad von 8,9 eine Höchstleistung von 21,96 PS$_e$, mit Benzin bei der Verdichtung 3,76 eine Höchstleistung von 17 PS$_e$. Die Verbrauchszahlen für verschiedene Leistungen sind in untenstehender Tabelle zusammengestellt.

Die beiden Kurven (Fig. 19—20) zeigen graphisch den Brennstoffverbrauch für verschiedene Brennstoffe und Leistungen. Bei den Versuchen wurde die Brennstoffpumpe für jeden Brennstoff auf möglichst geringen Verbrauch eingestellt und für alle Belastungen unverändert gelassen, die Kühlwassermenge wurde bei jeder Belastung so geregelt, daß die Temperatur möglichst hoch wurde, ohne daß Stöße auftraten. Die Pumpeneinstellung war offenbar nicht richtig gewählt bei den Mischungen von 20 v. H. Benzol mit 80 v. H. Motorenspiritus und von

Brennstoffverbrauch in g i. d. Stunde und in g i. d. PS/Std.

Leistung in PS	Benzin	Spiritus	90 v. H. Spir. 10 v. H. Benzol	70 v. H. Spir. 30 v. H. Benzol	50 v. H. Spir. 50 v. H. Benzol	90 v. H. Spir. 10 v. H. Ergin	75 v. H. Spir. 25 v. H. Ergin	50 v. H. Spir. 50 v. H. Ergin
20,0	—	7520 376	6525 326	5900 295	5180 259	6813 340	6186 309	5580 279
16,0	4600 288	6222 389	5495 343	4937 309	4377 274	5672 355	5144 322	4601 288
10,0	3497 350	4320 432	3997 400	3598 360	3195 320	4122 412	3636 364	3475 348

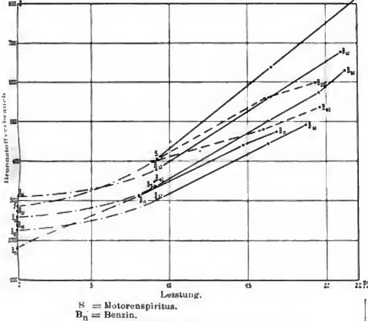
40 v. H. Benzol mit 60 v. H. Motorenspiritus. Bei einer Mischung von 90 v. H. Motorenspiritus mit 10 v. H. Benzol, deren Heizwert sich zu

$$H = \frac{90 \cdot 5500 + 10 \cdot 9605}{100} = 5910 \text{ WE/kg}$$

berechnet, ist der thermische Wirkungsgrad am größten, nämlich

$$\eta_w = \frac{632}{0{,}323 \cdot 5910} = 33{,}1 \text{ v. H.}$$

Bei dem Betrieb als Sauggasmaschine beträgt der Anthrazitverbrauch 460—470 g für die PS_e/Std. bei der auf 14,64 PS_e ermittelten Höchstleistung. Die Umdrehungs-

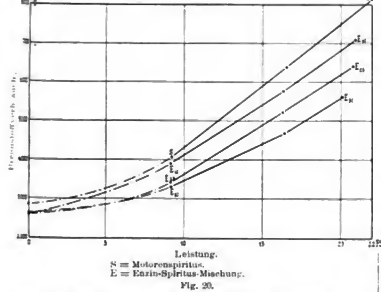


Leistung.

S = Motorenspiritus.
B_n = Benzin.
B = Benzol-Spiritus-Mischung.
z. B. B_{90} = 90 Teile Motorenspiritus + 10 Teile Benzol.

Fig. 19.

zahl beträgt 250 i. d. Min. Sie ging bei den Versuchen mit flüssigen Brennstoffen in einem Falle, nämlich bei dem Betrieb mit Motorenspiritus, von 243,4 bei voller Belastung



Leistung.

S = Motorenspiritus.
E = Benzin-Spiritus-Mischung.

Fig. 20.

auf 274,3 bei Leerlauf, also um 12,3 v. H., hinauf, während sie sonst Schwankungen von 8 bis 10 v. H. unter den gleichen Bedingungen zeigte.

Zum Schluß sei noch auf zwei Kraftmaschinen kurz hingewiesen, über die genaue Versuchsergebnisse noch nicht vorliegen. Die eine ist die fahrbare Sauggasmaschine, deren Durchbildung mancherlei Schwierigkeiten hinsichtlich der Unterbringung der Reinigungseinrichtungen ohne zu große Erhöhung des Gewichtes begegnete, jetzt aber den *Deutschen Sauggas-Lokomobilwerken G. m. b. H.* in Hannover gelungen sein soll. Die andere besteht in der Verbindung einer Kraftmaschine (Verpuffungsmaschine) mit einer Dynamomaschine und wird von der Firma *„Kraftmaschinen mit elektrischem Ausgleich G. m. b. H.“* in Berlin gebaut. In recht geschickter Anordnung ist eine Batterie von Sammlern mit einem aus dem Benzinmotor und der Dynamomaschine bestehenden Satz auf einem Wagen vereinigt. Bei Arbeiten mit schwankendem Kraftbedarf wirkt die Batterie als Puffer, man kann deshalb die Größe der Kraftmaschine dem durchschnittlichen Arbeitsbedarf anpassen und braucht nicht auf die Spitzen in der Arbeitskurve Rücksicht zu nehmen.

Fig. 21 zeigt eine solche Elektromobile von 6 bis 10 PS mit einem *de Dion-Bouton*-Motor, an dessen Stelle die Firma auch einen *Körting*-Motor verwendet. Beide



Fig. 21. Elektromobile der „Kraftmaschinen mit elektr. Ausgleich G. m. b. H.

können mit Benzin, nach Angabe der Firma aber auch mit Benzol betrieben werden. Die Batterie besteht aus 36 Elementen, die bei zehnstündiger Entladung eine Kapazität von 111 Amperestunden besitzen. Dadurch, daß die Batterie bei stärkerem Arbeitsbedarf die Leistung des Motors unterstützt, kann die Gesamtleistung auf rd. 12 PS gesteigert werden. Die Schalter, Widerstände, Sicherungen und Meßapparate sitzen in dem in der Figur rechts sichtbaren Kasten, von der Batterie durch eine Wand getrennt. Bei einem Versuche im Anschluß an eine Dreschmaschine wurde neben dem Dreschbetrieb noch ein Ladestrom von 10 Amp. bei 80 Volt Klemmspannung erzeugt, bei stärkerer Beanspruchung traten Entladeströme bis zu 28, selbst 40 Amp. auf. Von der Haltbarkeit der Akkumulatoren, die bei dem Fahren stark erschüttert werden, wird die Wirtschaftlichkeit des sehr bequemen Betriebes, der gleichzeitig auch die Erzeugung von elektrischem Licht gestattet, abhängen.

Die Obergurtkrümmung eines Kranauslegers.

Von **Ludw. Andrée,** Duisburg.

Die statische Untersuchung des in Fig. 1 gezeichneten Kranauslegers zeigt, daß bei ganz ausgefahrener Katze Druckspannungen in einigen Diagonalstäben erzeugt werden. Zunächst sei angenommen, daß die fahrende Last

eine Einzellast P ist. Steht dieselbe ganz am Ende des Auslegers, so bestimmt sich die Diagonalspannung D_{10} aus der Gleichgewichtsbedingung:

$$D_{10} \cdot r + P \cdot z = 0$$

nämlich zu

$$D_{10} = -P \cdot \frac{z}{r} \quad \ldots \ldots \quad 1)$$

Die Abhängigkeit der Spannung D_{10} von der Laststellung wird ausgedrückt durch die Veränderliche z, das ist die Entfernung der Last von dem Schnittpunkte m des verlängerten Obergurtstabes O_{10} mit dem Untergurt. Der Verlauf der Spannung, wenn die Last wandert, läßt sich bildlich darstellen durch den in Fig. 2 ermittelten Linienzug, welcher entstanden ist durch Auftragung der Dreiecksverhältnisse

$$P : r = D_{10} : z.$$

und zwar unter der Annahme $P = 1$ t.

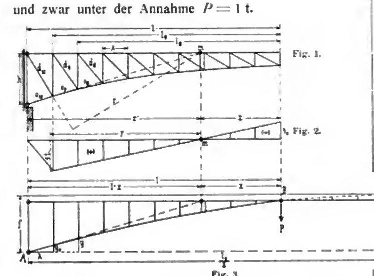


Fig. 3.

Alle Laststellungen rechts von m bedingen Druckspannungen in der Diagonale, während Laststellungen links von m Zugspannungen bewirken. Zu beachten ist, daß die Größe der Spannung angegeben wird jedesmal durch die unter der Last gemessenen Ordinate η. Mithin beträgt die Diagonalspannung für jede beliebig große Kraft P

$$D'_{10} = P \cdot \eta.$$

Offenbar erzeugt auch die Eigenlast Q des Auslegers Spannung in fraglichem Stabe. Bezeichnen wir mit $g = \frac{Q}{l}$ das Eigengewicht des Trägers f. d. lfd. m, so ermittelt sich jene zu

$$D''_{10} = g \cdot F_0,$$

wo unter F_0 die Gesamtfläche des Linienzuges (Einflußfläche) zu verstehen ist. Die resultierende Spannung D_{10} aus Last P und dem Eigengewicht ermittelt sich infolgedessen aus der Summe

$$D_{10} = P \cdot \eta_1 + g \cdot F_0 \quad \ldots \ldots \quad 2)$$

Das Ziel unserer Aufgabe ist, diejenige Neigung des Obergurtstabes O_{10} zu finden, bei welcher die Spannung D_{10} aus Eigengewicht und vollständig ausgefahrener Last P den Wert Null erreicht, daß also geschrieben werden kann

$$-P \cdot \eta + F_0 \cdot g = 0 \quad \ldots \ldots \quad 3)$$

Die geometrische Beziehung zwischen der Ordinate η_{10} der Einflußlinie und dem System des Auslegers ermittelt sich wie folgt.

$$\frac{r}{z' - \lambda} = \frac{h}{d}$$

oder

$$r = \frac{h}{d}(z' - \lambda) = \frac{h}{d}(l - z - \lambda) \quad \ldots \quad 4)$$

mithin

$$\eta_{10} = \frac{z}{r} = \frac{z\,d}{h\,(l - z - \lambda)}.$$

Nach Einführung dieses Wertes in die Gleichung 3 ergibt sich nunmehr

$$-P \cdot \frac{z\,d}{h\,(l - z - \lambda)} - g \cdot \frac{z^2\,d}{2\,h\,(l - z - \lambda)} + g\,\frac{d}{2\,h}(l - z) = 0$$

oder nach z aufgelöst

$$z = \frac{g \cdot l\,(l - \lambda)}{2\,P + g\,(2\,l - \lambda)} \quad \ldots \ldots \quad \text{I)}$$

Soll also bei ganz ausgefahrener Last P die Diagonalspannung gleich Null sein, so muß der Schnittpunkt des verlängerten Obergurtstabes O_{10} mit dem Untergurt im ermittelten Abstande z vom Auslegerende liegen. Woraus gefolgert werden kann, daß bei dieser Anordnung des Obergurtstabes O_{10} der Stab d_{10} bei keiner Laststellung Druckspannung erleidet, vielmehr stets gezogen, höchstens aber spannungslos wird.

Was im Vorstehenden von der Diagonale d_{10} gesagt ist, gilt sowohl für alle übrigen Diagonalen, nur muß beachtet werden, daß in die jedesmal zugehörige Gleichung I für l der richtige Wert eingeführt wird. Beispielsweise wäre bei Diagonale d_x zu setzen:

$$z_x = \frac{g \cdot l_x\,(l_x - \lambda)}{2\,P + g\,(2\,l_x - \lambda)}.$$

Ein nach diesen Gesichtspunkten entwickelter, von einer Last P befahrener Ausleger ist in Fig. 3 aufgerissen. Es wurde nachgewiesen, daß, wenn die Last am Ende des Auslegers steht, sämtliche Diagonalstäbe spannungslos sind. Dieser Tatbestand läßt den Schluß zu, daß der Obergurt eine in zwei Punkten aufgehängte umgekehrte Kette ist, deren Krümmung erzeugt wird durch die in den Vertikalstäben hängenden Eigengewichtslasten $g \cdot \lambda$. Es liegt somit der Obergurt im Bogen einer Parabel, deren Verhältnisse im folgenden bestimmt sein mögen. Mit Bezug auf Fig. 3 kann geschrieben werden

$$\frac{y_0}{\lambda} = \frac{h}{l - z} = \frac{h}{l - \dfrac{g \cdot l\,(l - \lambda)}{2\,P + g\,(2\,l - \lambda)}}.$$

oder, wenn mit λ die Abszisse x bezeichnet wird und mit y die zugehörige Ordinate

$$y = \frac{h\,x}{l - \dfrac{g \cdot l\,(l - x)}{2\,P + g \cdot (2\,l - x)}} = \frac{2\,P\,h\,x + 2\,h\,l\,g\,x - h\,g\,x^2}{2\,P\,l + g\,l^2}.$$

Diese Gleichung auf die zweckmäßige Form gebracht, ergibt schließlich die Beziehung:

$$y = \frac{h \cdot g}{l\,(2\,P + g\,l)} \cdot x \cdot \left\{\frac{2\,(P + g \cdot l)}{g} - x\right\} \quad \text{II)}$$

welche eine Parabel ausdrückt von der Länge

$$l_0 = \frac{2\,(P + g \cdot l)}{g} \quad \ldots \ldots \quad \text{III)}$$

und der Bogenhöhe

$$f = \frac{h\,(P + l\,g)^2}{g\,l\,(2\,P + g\,l)} \quad \ldots \ldots \quad \text{IV)}$$

Der Verlauf der Obergurtkrümmung ist nunmehr leicht gefunden, indem man eine Parabel konstruiert zwischen den in Gleichung III und IV angegebenen Grenzen

$$\frac{l_0}{2} = l + \frac{P}{g} \quad \text{und}$$

$$f = h + \frac{h \cdot P^2}{g\,l\,(2\,P + g\,l)} = h\left\{1 + \frac{P^2}{Q\,(2\,P + Q)}\right\}$$

Bezüglich der Obergurt- und Untergurtspannungen ist zu bemerken, daß das Maximum derselben eintritt bei gänzlich ausgefahrener Last. Zur Ermittlung der größten

Druckspannung der Vertikalstäbe dürfte es sich empfehlen, wie dies bei Bestimmung der größten Zukkräfte der Diagonalen dargetan wurde, das Verfahren der Einflußlinien anzuwenden.

Natürlich ist die vorstehend abgeleitete Trägerform, wenigstens hinsichtlich des spitzen Schnabels, ein theoretisches Gebilde; praktisch ausgeführt wird das System vielleicht einen Umriß erhalten, wie er bereits in Fig. 1 angedeutet ist. Immerhin hat die Kenntnis der äußerst zulässigen Krümmung des Obergurtes, bei der wie erörtert keinerlei Druckspannung in den Diagonalen auftritt, und die Maximaldruckkräfte der Vertikalstäbe relativ am kleinsten sind, den Vorteil, daß wir nicht behindert sind, nunmehr eine gefällige Gestalt des Auslegers herauszubilden.

Der vorstehend behandelte Fall einer Einzellast dürfte in der Praxis weniger geläufig sein als der Fall, daß der Ausleger von zwei gleich großen im Abstande a sich befindlichen Kräften befahren wird. Es soll daher nicht versäumt werden, insbesondere für diese Belastung die vorteilhafteste Obergurtkrümmung des Trägers festzulegen.

Bringen wir zu diesem Zweck das Kräftepaar in die äußerste Stellung auf dem Ausleger. Mit Zuhilfenahme der in Fig. 2 gezeichneten Einflußlinie für d_{10} kann die Entwicklung der Formeln analog derjenigen des ersten Abschnittes vorgenommen werden.

Mithin und so weiter:

$$-P \cdot \eta_{10} - P \cdot \eta_i + F_0 \cdot g = 0 \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

$$-P \cdot \frac{z\,d}{h(l-z-\lambda)} - P \cdot \frac{(z-a)\,d}{h\,(l-z-\lambda)}$$

$$-g\,\frac{z^2\,d}{2\,h\,(l-z-\lambda)} + g\,\frac{d\,(l-z)}{2\,h} = 0$$

$$z = \frac{g\,l\,(l-\lambda) + 2\,P \cdot a}{4\,P + g\,(2\,l-\lambda)} \quad . \quad . \quad . \quad \mathrm{I)}$$

$$z_8 = \frac{g \cdot l_8\,(l_8-\lambda) + 2\,P \cdot a}{4\,P + p\,(2\,l_8-\lambda)}$$

$$\frac{y_0}{\lambda} = \frac{h}{l-z} = \frac{h}{l - \frac{g\,l\,(l-\lambda) + 2\,P\,a}{4\,P + g\,(2\,l-\lambda)}}$$

$$y = \frac{h\,x}{l - \frac{g\,l\,(l-x) + 2\,P\,a}{4\,P + g\,(2\,l-x)}} = \frac{4\,P\,h\,x + 2\,h\,l\,g\,x - h\,g\,x^2}{2\,P\,(2\,l-a) + g\,l^2}$$

$$y = \frac{h\,g}{2\,P\,(2\,l-a) + g\,l^2}\,x\left\{\frac{2\,(2\,P + g\,l)}{g} - x\right\} \quad \mathrm{II)}$$

Eine Parabel von der Länge

$$l_0 = \frac{2\,(2\,P + g\,l)}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathrm{III)}$$

und der Bogenhöhe

$$f = \frac{h\,(2\,P + g\,l)^2}{g\,\{2\,P\,(2\,l-a) + g\,l^2\}} \quad . \quad . \quad . \quad \mathrm{IV)}$$

Der Verlauf der Obergurtkrümmung ist somit (wie beim ersten Fall) leicht gefunden, indem man eine Parabel entwirft zwischen den Grenzen

$$\frac{l_0}{2} = l + \frac{2\,P}{g}$$

und

$$f = h\left\{1 + \frac{2\,P\,(2\,P + g\,a)}{Q\left\{\frac{2\,P\,(2\,l-a)}{l} + Q\right\}}\right\}.$$

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Elektrizitätszähler. (*Hundt.*) Den neuen Gleichstromzählern der *Siemens-Schuckertwerke* liegt das Prinzip des eisenfreien elektrodynamischen Wattmeters zugrunde, welches sich bisher für Gleichstromzähler als das zuverlässigste erwiesen hat. Zur Erleichterung der Instandhaltung und zur Verringerung der Unterhaltungskosten ist auf eine zuverlässige Bauart und auf leichte Auswechselbarkeit des Spurlagers besonderer Wert gelegt. Letzteres besteht aus einer in einem Lagerbolzen gefaßten Saphirpfanne, auf der das mit Hochglanzpolitur versehene kugelförmige Ende des Spurzapfens ruht. Auf das obere Ende des Lagerbolzens ist eine Hülse aufgesteckt, die den Spurzapfen mit geringem Spiel umschließt und so eine Oelkammer bildet, die ein Entweichen des Oeles selbst bei heftigen Stößen sicher verhindert. Eine auf dem Lagerbolzen geführte und unter Federdruck stehende Hülse preßt beim Transport die Zählerachse gegen deren oberes Lager, so daß das Spurlager gegen Beschädigungen durch Stöße gesichert ist. Diese Hülse wird zum Ingangsetzen des Zählers mittels eines in ihr befindlichen Gewindeganges und eines am Lagerbolzen radial sitzenden Stiftes durch einfache Drehung des Lagerbolzens nach unten gezogen. Die Magnete, welche die Umdrehungsgeschwindigkeit des Ankers regeln, sind so angeordnet und durch Eisenschutz gesichert, daß ein auftretender Kurzschluß für den Zähler unschädlich wird. Die Angaben des Zählers werden durch ein Zählwerk mit springenden Ziffern unmittelbar in Kilowattstunden angezeigt.

Zur Verwendung als Doppeltarifzähler werden zwei Zählwerke eingebaut, die abwechselnd durch eine Umschaltuhr mit Pendeluhrwerk zu bestimmten Zeiten selbsttätig mit der Achse des Zählers gekuppelt werden. Das die Umschaltung der beiden Zählwerke bewirkende Relais ist, um Strom zu sparen, nur während der Zeit des hohen Tarifs eingeschaltet.

Soll der Zähler auch den höchsten Wattverbrauch, der bisweilen der Gebührenberechnung zugrunde gelegt wird, angeben, so dient hierzu ein zweites, auf einen Maximumzeiger wirkendes Zählwerk. Dieses ist nicht ständig mit dem Zähler gekuppelt, sondern wird in bestimmten Zeiträumen z. B. von 15 Minuten durch eine Uhr abgekuppelt, wobei es in seine Nullage zurückgeht, während der Zeiger auf dem erreichten größten Ausschlage stehen bleibt. Infolgedessen gibt dieser Zeiger nicht kurz vorübergehende Höchstbelastungen wie Stromstöße, sondern den höchsten Mittelwert der Belastungen während der entsprechenden Zeitabschnitte an.

Schließlich wird auch ein Zähler mit Subtraktionseinrichtung gebaut, der Verwendung findet, wenn der über einen bestimmten Effekt hinausgehende Wattverbrauch gesondert berechnet werden soll. Hier ist neben dem Zählwerk für den Gesamtverbrauch ein zweites Zählwerk für den Mehrverbrauch angebracht. Die Welle des letzteren Zählwerkes wird unter Zwischenschaltung einer aus Sperrad und Sperrklinke bestehenden Kupplung durch eine Hilfswelle angetrieben, sobald ein Mehrverbrauch stattfindet. Diese Hilfswelle steht still bei dem zulässigen Höchstverbrauch und dreht sich rückwärts, wenn dieser Verbrauch unterschritten wird. Bei diesem Rückwärtsgang bleibt die Zählwerkwelle stehen, da die Sperrklinke bei diesem Drehungssinne keine Kupplung herstellt. Der eigenartige Gang der Hilfswelle wird dadurch erzielt, daß an ihr ein Planetenrad befestigt ist; von dem mit dem letzteren zusammenarbeitenden beiden Sonnenrädern wird das eine von der Zählerachse in einer Richtung und das andere von einer Uhr in entgegengesetzter Richtung angetrieben. Die Geschwindigkeit des letzteren Rades ist so gewählt, daß beide Sonnen-

räder bei dem zulässigen Höchstverbrauch die gleiche Drehzahl haben. (Elektrotechnische Zeitschrift 1907, S. 237–240.) *Pr.*

Meßgerät für die Abnutzung von Rillenschienen. (*Resal.*) Der Apparat besteht aus einem gußeisernen T förmigen Körper, der mit zwei Füßen in die Rille der Schiene gesetzt wird, während eine den dritten Fuß bildende Stellschraube auf dem Pflaster ruht. Durch Verstellen dieser Schraube wird eine rechtwinklig zu den beiden anderen Füßen gelagerte Wasserwage zum Einspielen gebracht. Hierauf wird eine zweite Stellschraube, die über dem Schienenkopf in dem Gußeisenkörper gelagert ist, herabgeschraubt, bis sie den Schienenkopf berührt. Bei ihrer Bewegung verschiebt die Schraube mittels eines Zahnrades eine Zahnstange. Ein auf der letzteren angebrachter Index oder Nonius gibt dann auf einer festen Teilung die Höhe von Unterkante Rille bis Oberkante Schienenkopf an, deren Unterschied gegenüber der ursprünglichen Kopfhöhe die Abnutzung darstellt. (L'industrie des Tramways et Chemins de Fer 1907, S. 33–35.) *Pr.*

Aufzüge.

Paternosteraufzüge für Personen. (*A. v. Ernst.*) Den gewöhnlichen Personenaufzügen mit einer Fahrzelle und unterbrochenem Betriebe stehen die Paternosteraufzüge für Personen mit mehreren Zellen und ununterbrochenem Betriebe ohne Führerbegleitung gegenüber. Die preußischen Baupolizeibehörden haben diese Aufzüge bisher nur in einigen wenigen Fällen, z. B. im Elberfelder Rathaus, in mehreren Geschäftsgebäuden der Firma *Krupp* und des *Rheinisch-Westfälischen Kohlensyndikats* genehmigt, weil in der Art ihres Betriebes eine Gefährdung des Publikums erblickt wird. In Hamburg dagegen findet man Paternosteraufzüge in großer Zahl in Geschäftsschäftshäusern und staatlichen Gebäuden. Das Gefahrmaß ist bei sachgemäß ausgeführten Paternostern sehr klein.

Im Jahre 1905 sind in Hamburg mit 80 Paternostern etwa 20 Mill. Personen befördert worden; im Stadthause täglich etwa 2000 Personen. Hierbei sind nur 4,36 Unfälle im Jahresdurchschnitt vorgekommen. Das ist gegenüber den Unfällen bei anderen Verkehrsmitteln ein außerordentlich niedriger Prozentsatz.

Bei starkem Verkehr stehen die gewöhnlichen einzelligen Aufzüge trotz vier- bis fünffach größerer Fahrgeschwindigkeit den Paternosteraufzügen mit nur 25 bis 27 cm sekundlicher Geschwindigkeit an Leistung weit nach. Außerdem ist der Betrieb letzterer auch in wirtschaftlicher Beziehung außerordentlich günstig.

Ein zehnzelliges Paternoster mit Kabinen für zwei Personen verbraucht im Leerlauf etwa 0,77 KW. Der Energieverbrauch bei regelrechtem Betriebe dürfte kaum höher sein, da ein Ausgleich zwischen aufwärts- und abwärtsgehenden Zellen stattfindet.

Bei einem Grundpreise von 20 Pf. für die KW/Std. würden die täglichen Stromkosten eines Paternosteraufzuges, der in zehnstündigem Betriebe 2400 Personen befördert, etwa 2 M betragen.

Bei den ersten Paternostern hatten die Zellen Decken, wodurch einige Unglücksfälle herbeigeführt wurden, indem einsteigende Personen aus Unkenntnis die Fahrstuhldecken betraten.

Die neueren Fahrstuhlzellen besitzen keine Decken.

Die Zellen hängen mittels Zapfen an einer endlosen über Kettenräder geführten Gelenkkette; sie bewegen sich je nach ihrer Fahrtrichtung in zwei nebeneinander liegenden getrennten Schächten. Bei Umkehr der Bewegungsrichtung wandern die Zapfen der Zelle über die Kettenrollen, wodurch die Zelle von dem einen in den anderen Schacht gelangt. Die Seitenwände der Zellen laufen mit kleinstem Spielraum so dicht an den Schachtwänden, daß Quetschungen kaum vorkommen können.

Das Ein- und Aussteigen geht in bequemer Weise von statten, da die Fahrgeschwindigkeit von 25 bis 27 cm/Sek. der gewöhnlichen Steiggeschwindigkeit des Menschen entspricht. Die Hamburger Baupolizei hat Grundsätze für die Einrichtung von Paternosteraufzügen zur Personenbeförderung aufgestellt, die indes nur allgemeine Leitsätze sein sollen ohne eigentliche Gesetzeskraft.

Diese Grundsätze sind denn auch bei allen Neuanlagen durchgeführt worden.

Die Höhe der Fahrzellen wird so bemessen, — mindestens 2 m — daß bei einem etwaigen Herabstürzen der nächsten oberen Zelle die Mitfahrenden nicht verletzt werden können.

Die Kettenführungen sind so eingerichtet, daß bei einem Bruch der Kette diese nicht aus den Führungen herausfallen kann.

Die unteren Kettenrollen werden mit einem Schutzbügel versehen, um das Abfallen der gerissenen Kettenstücke vom zugehörigen Rade zu verhindern. Dieser Schutzbügel bildet dann ein Widerlager für die untere abgerissene Kette.

Reißen zwei korrespondierende Kettenstränge, so stützen diese sich auf die Schutzbügel ab und bilden, da sie aus den Führungen nicht heraustreten können zwei starre Glieder, auf die sich wiederum die Zellen abstützen. Damit ist eine selbsttätige sicher wirkende Fangvorrichtung vorhanden. Die Ketten der Paternoster werden viel günstiger beansprucht als die Drahtseile der gewöhnlichen Aufzüge, da dort die Massenwirkungen des intermittierenden Betriebes wegfallen.

Bei Ketten- oder Zapfenbrüchen wird der Antrieb dadurch stillgelegt, daß infolge der auftretenden großen Reibungswiderstände in den Führungen der Motor soviel Strom aufnimmt, daß die Sicherungen durchbrennen.

Jede Fahrzelle hat an der offenen Seite im Fußboden eine nach oben bewegliche Sicherheitsklappe zum Schutz gegen Verletzungen, die sonst im Schachtzugang stehende Personen vom abwärtsfahrenden Fahrstuhl erleiden würden, wenn sie etwa mit dem Fuß über die Podestkante treten.

Ebenso erhalten die Schachtzugänge solche nach oben beweglichen Sicherheitsklappen zum Schutze der im Fahrstuhl befindlichen aufwärts fahrenden Personen.

Der Betrieb kann von jedem Geschoß aus durch ein Ausrückgestänge von jedermann stillgesetzt werden. Die Inbetriebsetzung kann indes nur durch die mit der Wartung der Anlage betrauten Personen geschehen; so lange bleibt der Betrieb gesperrt.

Bei längeren Betriebspausen werden die Zugänge durch Stangen oder Ketten abgesperrt.

Sehr großer Wert ist auf eine gute Beleuchtung der Zugänge zu legen. (Z. d. V. d. Ing. 1907, S. 410—417 und S. 445–453.) *Ds.*

Eisenbahnwesen.

Elektrische Güterbahnen. (*Schauer.*) Im Zusammenhange mit der *Dresden-Freiberger Eisenbahn* und mit der elektrischen *Straßenbahn im Plauenschen Grunde* werden von dem Orte *Deuben* ausgehend Hauptbahngüterwagen unter Benutzung der Straßenbahngleise den einzelnen Fabrikhöfen zugeführt und von dort abgeholt. Da die Hauptbahnwagen wegen der Größe ihrer Radflanschen und wegen der starken Krümmungen der Straßenbahngleise nicht auf den letzteren laufen können, werden sie auf besonderen Tafelwagen befördert. Diese sind meterspurig und die Gleise der Güterbahn hierfür entsprechend gebaut. Die Tafelwagen bestehen aus zwei gleichen, zweiachsigen Drehgestellen und dem Tragwerk. Letzteres ist aus zwei Längsträgern und mehreren Querträgern zusammengenietet und an den beiden Drehgestellen mit je zwei Bolzen aufgehängt, zwischen denen sich je ein Drehzapfen befindet. Die Längsträger haben 1435 mm Abstand, so daß sie unmittelbar die Vollspurwagen tragen können. Kein Teil der Tafelwagen reicht mehr als 130 mm über die Oberkante der Tragschienen und keiner weniger als 100 mm über die Straßenbahnschienen hinaus. Auf die Drehgestelle wirkt eine nur beim Verschieben benutzbare Gewichtsbremse. Das Eigen-

gewicht eines Tafelwagens beträgt 3,5 t, seine Tragfähigkeit 28 t; die Anschaffungskosten stellen sich auf 1500—1800 M.

Zum Aufbringen der Güterwagen dienen entsprechend der Höhe der Tafelwagen 400 mm hohe Rampen; soviel Tafelwagen als Güterwagen zu verladen sind, werden dicht aneinander an eine Rampe geschoben. Dies ist dadurch ermöglicht, daß die Kupplungen der Tafelwagen hinter den Vorderkanten der Hauptträger zurückliegen. Die miteinander verbundenen und zur Verhinderung des Kippens mit Kolzkeilen an den Enden unterklotzten Tafelwagen bilden dann eine unmittelbare Verlängerung des Hauptbahngleises, auf die die Hauptbahnwagen leicht hinübergefahren werden. Da die Hauptbahnwagen länger als die Tafelwagen sind, muß ferner jeder Tafelwagen nach dem Beladen abgerückt werden. Zum Kuppeln dienen spindelförmige Rundhölzer mit eisernen Einlagen und Beschlägen. Die zu je dreien vereinigten Wagen werden dann durch eine elektrische Lokomotive ihren Bestimmungsorten zugeführt. Die elektrische Lokomotive ist zweiachsig, 4200 mm lang, hat 1800 mm Radstand und wiegt 18 t. Zwei 33 bis 53 PS-Gleichstrommotoren befähigen sie, eine Last von 85 t auf der Wagerechten mit 10 km/std. Geschwindigkeit zu schleppen. Sie besorgt vorläufig auch mittels Zugseile und Umlenkrollen das Verschieben der Güterwagen auf dem Bahnhofe, doch ist hierfür beabsichtigt, ein elektrisches Spill einzubauen.

Der Ueberladebahnhof besitzt drei Rampen und soviel Aufstellgleise, daß 60 Wagen täglich zugeführt und abgeholt werden können. Die Anlage hat sich so gut bewährt, daß deren Erweiterung in Aussicht genommen ist. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 181—185.) *Pr.*

Lokomotivbau.

„Puffing Billy“. Der Verein deutscher Eisenbahnverwaltungen hat eine Nachbildung dieser im Kensington-Museum befindlichen ältesten Lokomotive dem Deutschen Museum in München zum Geschenk gemacht.

Die Lokomotive „Puffing Billy“ wurde im Jahre 1813 zu Wylam von *W. Hedley* gebaut. Schon früher, 1805, wurde ein Versuch, Kohlenwagen mittels Dampflokomotiven zu befördern, eingeleitet. Die geringe Widerstandsfähigkeit der hier verwandten hölzernen Schienen, die ungenügende Leistungsfähigkeit des Kessels ergaben schlechte Resultate. Es enstand inzwischen die Meinung, die Reibung zwischen Rad und Schiene genüge nicht zur Fortbewegung größerer Lasten, und so wurde 1812 eine Lokomotive mit gezahntem Triebrad gebaut, welches in eine an der glatten Fahrschiene seitlich angebrachte Verzahnung eingriff. Diese Lokomotive war noch im Jahre 1830 im Betriebe.

Hedley erbrachte zuerst den Nachweis, daß die Reibung zwischen Schiene und Rad bei entsprechender Belastung des Triebwagens für die Fortbewegung eines ganzen Kohlenzuges genügt. Mit Hilfe seines Werkmeisters *Water* erbaut er dann die Lokomotive „Puffing Billy“. Bei derselben besteht der innen liegende Rahmen aus massiven hölzernen Längs- und Querbalken, ohne Federung. Auf dem Rahmen ruht wagerecht der in seiner äußeren Gestalt zylindrisch gehaltene Dampfkessel. Er ist zum Schutze gegen Wärmeverluste mit einem Holzmantel umgeben. Im Gegensatz zu den heutigen Lokomotivkesseln besitzt er keine Feuerbüchse, Rauchkammer und Heizröhren. Im Innern des Kessels befindet sich ein U förmiges Flammrohr, in dessen einem Teil die Feuerungsanlage eingebaut ist. Kessel und Flammrohr sind aus kleinen, mittels einfacher Ueberlappungsnietung miteinander verbundenen Eisenblechplatten hergestellt. Die Lokomotive arbeitet mit zwei am Kessel senkrecht angebrachten Dampfzylindern mit 222 mm Durchm. und 775 mm Hub. Dieselben sind von Blechmänteln umgeben, die mit dem Wasserraume des Kessels verbunden sind. Auf diese Weise wird erreicht, daß die Dampfzylinder in heißem Kesselwasser stehen, wodurch die Wärmeverluste sehr vermindert werden. Die Kolben sind mit Hanf abgedichtet. Die Schubstangen der beiden Zylinder versetzen eine unter dem Kessel liegende Achse in Umdrehung, durch Zahnradgetriebe wurde die Drehbewegung von dieser auf die zwei Triebachsen übertragen. Die Lokomotive konnte zehn beladene Kohlenwagen mit einer Geschwindigkeit von 8 km/std befördern. Der Dampfdruck betrug 3,5 kg/qcm. Im Jahre 1830 wurde die *Watt*sche Gradführung durch die Gelenkführung nach der Bauart des Amerikaners *Evans* ersetzt, und so blieb die Lokomotive noch bis zum Jahre 1862 in Betrieb. Besondere Bremsvorrichtung sind an der Lokomotive und am Tender nicht angebracht. Die Spurweite betrug 1,546 m. Das Dienstgewicht der Lokomotive war ungefähr 9 t, das des Tenders 4 t, die Zugkraft etwa 700 kg. (Organ f. d. Fortschritte d. Eisenbahnwes. 1907, S. 27—32.) *W.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Kleinbahnen in Deutschland. (Schluß von S. 352.) Die Provinzen und Kreise sowie der Staat sind an zahlreichen nebenbahnähnlichen Kleinbahnen beteiligt, jedoch nur an drei Straßenbahnunternehmen. (Die Beteiligung der einzelnen Provinzen bezw. Kreise wird durch zahlreiche Tabellen dargestellt.) Auf 1 km nebenbahnähnliche Kleinbahnen entfallen durchschnittl. 12 400 M. Staatsbeihilfe, auf 1 km Vollspur 18 400 M., auf 1 km Schmalspur 9600 M. Die Zahl der *Straßenbahnen* betrug 1905 in Preußen 157 mit 2484,63 km Streckenlänge, in den anderen Bundestaaten 68 mit 1047,20 km, im Deutschen Reiche 225 mit 3531,83 km (83 km mehr wie 1904). Am 1. Oktober 1892 belief sich die Länge der preußischen Straßenbahnen auf 875,70 km. Das größte Einzelunternehmen ist in Preußen die Große Berliner Straßenbahn mit 230,48 km. Von den Straßenbahnen Preußens haben 32,5 v. H. Normalspur und 61,1 v. H. Meterspur, in den anderen Bundesstaaten 10,3 v. H. bezw. 64,7 v. H. Als Betriebsmittel finden Verwendung in Preußen: Dampflokomotiven bei 16 Bahnen (10,2 v. H.), elektrische Motoren bei 115 Bahnen (73,3 v. H.), Pferde bei 20 Bahnen (12,7 v. H.), elektrische Motoren und Pferde bei 2 Bahnen und Drahtseile bei 4 Bahnen; in den anderen Bundesstaaten: Elektrische Motoren bei 56 Bahnen (82,3 v. H.), Pferde bei 7 Bahnen, Dampflokomotiven und elektrische Motoren bei 1 Bahn, Drahtseile bei 4 Bahnen. Die Zahl der im Straßenbahnbetriebe vorhandenen Betriebsmittel beträgt in Preußen: 71 Dampflokomotiven, 2 Dampfmotorwagen, 39 elektrische Lokomotiven, 6477 elektrische Motorwagen, 11 561 Personenwagen (einschl. Motorwagen), 58 Gepäck-, 759 Güter-, 7,5 Post- und 806 Spezialwagen, entsprechend in den anderen Bundesstaaten 21 bezw. 0 bezw. 14 bezw. 2676 bezw. 4477 bezw. 13 bezw. 161 bezw. 8 bezw. 262 Wagen. Bezüglich der Form der Straßenbahnunternehmen überwiegen die Gesellschaftsunternehmen (in Preußen 96), während 51 Unternehmen in Preußen Kommunalverbände sind. Von den preußischen Straßenbahnen wurden 294 797 315 Personenwagenkilometer, von den außerpreußischen 167 396 785 km gefahren. 77 v. H. aller Personenwagenkilometer in Deutschland kommen auf elektrischen Betrieb. In ganz Deutschland sind rund 1634 Millionen Personen befördert worden. Die Einnahmen betrugen bei allen deutschen Straßenbahnen 47 782 M. f. d. km bezw. 9,9 Pf. f. d. Fahrgast. Alle Bahnen weisen eine größere Steigung der kilometrischen Einnahmen auf, nur die städtische Straßenbahn in Dresden eine Abnahme von 3000 M./km. Die Betriebsausgaben sind auf 102,5 Mill. M. gestiegen. Der Betrieb ergibt sich auf den Bahnen mit Vollspur erheblich teurer als bei der Schmalspur, jedoch sind auch Einnahme und Betriebsüberschuß größer. Das Anlagekapital sämtlicher Straßenbahnen beträgt in Preußen 235 652 M. f. d. km Länge durchschnittlich, bei den außerpreußischen Bahnen 242 404 M/km, bei allen deutschen Bahnen 237 288 M./km. Von 138 preußischen Straßenbahnen haben 18 keinen Reingewinn abgeworfen; bei 9 Bahnen betrug der Reingewinn bis 1 v. H., bei 9 bis 2 v. H., bei 12 bis 3 v. H., bei 7 bis 4 v. H., bei 31 bis 5 v. H., bei 46 bis 10 v. H. und bei 6 über 10 v. H. Von den außerpreußischen Bahnen haben 8 keinen Reingewinn ergeben; bei 3 Bahnen betrug der Reingewinn bis 1 v. H., bei

4 bis 2 v. H., bei 7 bis 3 v. H. bei 2 bis 4 v. H., bei 7 bis 5 v. H. bei 19 bis 10 v. H. und bei 2 über 10 v. H. Bei allen deutschen Straßenbahnen kamen 920 schwere Unfälle vor, wovon 152 Tötungen (6 Bahnbedienstete) und 768 schwere Verletzungen (99 Bahnbedienstete), also 40 weniger wie 1904. (Zeitschrift für Kleinbahnen, S. 133—165 und S. 233—265.) *A. M.*

Wasserbau.

Der Hafen von San Francisko. (*Giese.*) San Francisko liegt auf der Nordwestspitze einer 10 km breiten Landzunge, der Bai gleichen Namens zugekehrt; das ganze Stadtufer der Bai wird von Hafenanlagen, Umschlagplätzen, Industrieplätzen, Arsenalen eingenommen. Nur eine Bahn führt auf der Landzunge in die Stadt, sämtliche übrigen Bahnen endigen in dem auf dem Festlande der Stadt gegenüber liegenden Oakland, die Verbindung dieser Bahnen mit San Francisko muß daher durch zweistöckige Fähren hergestellt werden, deren oberes Stockwerk für Personen bestimmt ist, während das untere die Wagen aufnimmt. Dementsprechend sind die Anlageplätze zweigeschossig, die Fähren legen nicht längsseit an, sondern sie werden vor Kopf beladen. Besonders bemerkenswert ist die Hauptlandungsanlage, die sieben Anlegebuchten für die Fähren aufweist und somit eine Art Hauptbahnhof für die Stadt bildet; sie enthält in ihrem Straßengeschoß Güterhallen und Gepäckabfertigungsräume, in dem Obergeschoß Wartesäle, Fahrkartenausgaben, Post- und Verwaltungsräume. Dem Eisenbahngüterverkehr dienen die an der Wasserfront angelegten Güterbahnhöfe der einzelnen Eisenbahngesellschaften, mit einer Reihe von Güterzugaufstellgleisen.

Die Verbindung der anlegenden Fähren mit dem Lande erfolgt wegen des wechselnden Wasserspiegels durch Brücken, die um ein landseitiges Scharnier drehbar sind, während das dem Wasser zugekehrte Ende durch Preßwasserkolben gehoben und gesenkt werden kann. Da Lokomotiven die Brücke nicht befahren sollen, so ist stets ein Schutzwagen zwischen Zug und Lokomotive eingeschoben. Die Fähren sind als Raddampfer gebaut und haben Oelfeuerung. Die Unterkonstruktion der Hafenpiere, die in Holz errichtet ist, muß gegen die zerstörenden Angriffe des Bohrwurms geschützt werden; man rammt daher Pfähle von 40—50 cm Durchm. ein, umgibt diese mit einem Holzmantel und füllt nach Ausbaggerung des zwischen Pfahl und Mantel befindlichen Schlammes die Höhlung mit Beton aus. (Zentralblatt der Bauverwaltung 1907, S. 225 bis 227.) *S.*

Wasserkraftanlagen.

Skandinavische Wasserkräfte. (*Lübeck.*) Die Naturkraft beträgt in Schweden 10 Millionen PS, in Norwegen 28 Millionen und in Finnland 4 Millionen PS, die vorhandene Nutzkraft nach der Regulierung der Seen und Flüsse 3 800 000 PS in Schweden, 4 800 000 PS in Norwegen, 900 000 PS in Finnland, insgesamt also fast 10 Millionen PS. Hiervon werden zurzeit benutzt oder ausgebaut: 220 000 PS (5,8 v. H.) in Schweden, 220 000 PS (4,6 v. H.) in Norwegen, 60 000 PS (6,7 v. H.) in Finnland. Verfasser stellt eingehende Untersuchungen über die Verwendbarkeit dieser Wasserkräfte an. (Zeitschr. f. d. ges. Wasserwirtschaft, S. 97—101 und S. 114—119.) *A. M.*

Bücherschau.

Herstellung und Instandhaltung elektrischer Licht- und Kraftanlagen. Ein Leitfaden auch für Nicht-Techniker unter Mitwirkung von Dr. *C. Michalke* verfaßt und herausgegeben von *S.* Frhr. *von Gaisberg.* Dritte umgearbeitete und erweiterte Auflage. Mit 54 Abb. Berlin 1907. Julius Springer.

Das kleine weitverbreitete Buch ist in erster Linie für Nicht-Techniker bestimmt und behandelt in leicht verständlicher Weise alle wesentlichen Teile der elektrischen Licht- und Kraftanlagen. Sein Inhalt ist unbedingt zuverlässig und beruht auf reicher Erfahrung, die es ermöglicht, in so knapper Form lediglich das zu bringen, was der Besitzer einer elektrischen Anlage, wenn er auch nicht Elektrotechniker ist, verstehen kann und wissen muß. Die Anweisungen über die Behandlung und Instandhaltung der Anlagen und der darin benutzten Apparate beschränken sich auf das, was ohne tiefere Sachkenntnis ausgeführt werden kann. Stets wird an dem Punkte, wo sich die Krankheiten der Anlage nicht mehr mit Hausmitteln kurieren lassen, an den erfahrenen Arzt verwiesen. Die Disposition des Buches ist so übersichtlich, daß sich jeder Gegenstand sofort auffinden läßt.

Die neue Auflage hat mit der Entwicklung der Technik Schritt gehalten. Die wichtigen Neuerungen auf dem Gebiete der Installationstechnik sind berücksichtigt, und überall findet sich Uebereinstimmung mit den neuesten Sicherheitsvorschriften des Verbandes deutscher Elektrotechniker. Besondere Beachtung ist den Fortschritten im Beleuchtungswesen geschenkt, wo heute alles im Flusse ist. Die Eigenschaften der neueren Bogenlampen, so der mit eingeschlossenem Lichtbogen und der Flammenbogenlampen, werden klar erläutert und einander gegenübergestellt. Den Umwälzungen auf dem Gebiete der Glühlampen ist Rechnung getragen worden, und an Zahlenbeispielen ist sehr übersichtlich die Ueberlegenheit der Metallfadenlampen vor den Kohlefadenlampen dargelegt worden, die besonders bei hohen Strompreisen in Erscheinung tritt.

Zweifellos wird die neue Auflage dieselbe gute Aufnahme wie ihre Vorgängerinnen finden. *Ka.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Encyclopédie Scientifique des Aide-Mémoire. Publiée sous la Direction de *M. Léauté*, Membre de l'Institut. *Construction des Induits à courant Continu.* L'Arbre es ses Tourillons. Par *E. J. Brunswick* et *M. Aliamet*, Ingénieurs-Électriciens. Paris. Gauthier-Villars, Imprimeur-Éditeur. Masson et Cie., Éditeurs, Libraires de l'Académie de Médécine.

Brücken in Eisenbeton. Ein Leitfaden für Schule und Praxis. Von *C. Kersten*, Bauingenieur. Teil 1: Platten- und Balkenbrücken. Mit 360 Abb. Berlin 1907. Wilhelm Ernst & Sohn. Preis geh. M. 4,—, geb. M. 4,80.

Der Beton und seine Anwendung. Von *Feodor Ast.* Berlin 1907. Verlag Tonindustriezeitung G. m. b. H.

Liesegangs Photographischer Bücherschatz. Band V. Der Entwicklungsdruck auf Bromsilber, Chlorbrom- und Chlorsilber, Gelatineemulsions-Papieren. II. Auflage. Von *G. Mercator.* Vollständig neu bearbeitet. Leipzig 1907. Ed. Liesegangs Verlag. M. Eger. Preis geh. M. 2,—, geb. M. 2,50.

Die erste italienische Weltausstellung, ihr Schauplatz und ihre Vorgeschichte. Skizzen von Ingenieur Dr. *Alfons Leon*, Assistent an der k. k. technischen Hochschule in Wien. Wien 1907. Alfred Hölder.

Formeln und Tabellen der Wärmetechnik. Zum Gebrauch bei Versuchen in Dampf-, Gas- und Hüttenbetrieben. Von *Paul Fuchs*, Ingenieur. Berlin 1907. Julius Springer. Preis geb. M. 2,—

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 26. Berlin, 29. Juni 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Erzrösten.

Von Zivilingenieur **Carl Wetzel**, Dresden.

Wenngleich recht verschiedene Konstruktionen von Röstöfen Anwendung gefunden haben und in Betrieb stehen, so war es doch für einen neu herzustellenden Röstbetrieb nicht leicht, einen Ofen zu wählen, um das Rösten unter den nachgenannten Bedingungen mit einer gewissen Sicherheit der Leistung zur Ausführung bringen zu können.

Der Ofen sollte täglich mit Nachtbetrieb, also in 24 Stunden, 20 t staubförmiges Erz, das nach einer Analyse in der Hauptsache etwa 0,15 v. H. freien Schwefel, 7 v. H. Schwefelkies, 7,24 v. H. Schwefelsäure und 48 v. H. Eisenoxyd enthielt, mit geringstem Verbrauch an Brennmaterial und wenig Arbeitslohn vollständig durchgeröstet liefern, und da in 1000 kg Röstgut noch 4 g Gold und 203 g Silber vorhanden waren, so sollte der Röstprozeß mit Schonung dieser Edelmetalle geführt werden; ferner wurde gefordert, daß die Röstgase zu ihrer Ausbeutung und Unschädlichmachung gefaßt werden sollten und nicht aus Oeffnungen, die zur Beschickung des Ofens oder zum Rühren des Erzes nötig sein sollten, ausströmen.

Da im Handel 100 kg Rohschwefel 9—10 M. und Schwefel raff. 10—11 M. kosteten, so bestand schließlich die Absicht, den Gehalt von Schwefel möglichst vollständig aus dem Röstgut zu treiben und aus den Röstgasen zu gewinnen oder die gewonnenen Röstgase zu anderen Zwecken zu verwerten.

Da der Gehalt an freiem Schwefel von etwa 0,15 v. H. und dazu noch ein Teil aus den anderen schwefelhaltigen Beimengungen gewonnen werden sollte, so hat man eine Schwefelausbeute von 15 v. H. angenommen, also in 24 Stunden aus 20 000 kg Erz etwa 3000 kg, die bei einem Durchschnittspreis von 10 M. für 100 kg Schwefel mit etwa 300 M. Wert in Rechnung gestellt wurde.

Die Höhe der Schwefelausbeute läßt sich rechnerisch nicht genau bestimmen, auch nicht durch Versuche in kleinen Probeöfen, weil sich der Betrieb in größeren Oefen gewöhnlich ganz anders stellt. Auch mit dem besten Ofen wird man nicht ohne weiteres die höchste Ausbeute erlangen können, sondern nur dann, wenn der Ofen mit einer gewissen Aufmerksamkeit und Sorgfalt bedient wird. Hierzu wären jedenfalls die von einer Maschine getriebenen Fortschaufelungsöfen, durch welche das Erz bei einer gleichbleibenden hohen Temperatur in einer genau bestimmten Röstzeit und gleichmäßiger Dicke bewegt wird, zweckmäßig. Da aber bei diesen Oefen die im Röstraum beweglichen Teile durch die andauernde Hitze leiden und in gewissen Zeitabständen Auswechselungen von Betriebsteilen nötig machen, ist man auch bestrebt, eine gleichmäßige Durchröstung des Erzes in anderen Oefen herbeizuführen.

Wo man auf die Schwefelausbeute oder auf die Ausnutzung der schwefligen Säure in Röstgasen Wert legt und wo man die Röstgase fassen und unschädlich machen muß, wird man die höchste Ausbeute des Röstgutes und der Röstgase zu erzielen suchen, soweit es sich lohnend erweist. Sofern es nicht mehr lohnend ist, die Röstgase auszunutzen, läßt man die wenigen Werte in den gefaßten Röstgasen bei Unschädlichmachung der letzteren auch nicht gerne verloren gehen und sucht dieselben auf rationelle Weise zu verwerten.

Bei der angenommenen Schwefelausbeute von 3000 kg in 24 Stunden aus 20 000 kg Erz soll zunächst die Temperatur so gehalten werden, daß der *freie* Schwefel in Gas- oder Dampfform ausscheidet. Da nun das Erz von pulverförmiger Beschaffenheit ist, so wird auch der in der Masse *gebundene* Schwefel bei dieser Temperatur mit gelöst und zum Teil in Dampfform ausgetrieben werden. Damit aber die im Röstgut entstehenden Gase oder Dämpfe schnellstens ausscheiden, muß das Röstgut öfter oder fortwährend gerührt und nach Erfordernis gelüftet werden.

Das staubförmige Material von 0—2 mm Korngröße ist allein in Schachtöfen mit Vermischung von Kohlen oder bei schichtenweiser Schüttung von Kohlen und Erz wegen Undurchlässigkeit von Luft und Gasen nicht vorteilhaft zu rösten, weil die Entschwefelung des schwefelhaltigen Erzes nur mit größerer Luftzuführung ermöglicht werden kann, und bei zu dünner Schüttung des Erzes zwischen stückigen Kohlen ein zu hoher Kohlenverbrauch entsteht, das Erz auch mit einer zu großen Menge Asche vermischt wird; der große Aschegehalt würde bei Versendung des gerösteten Erzes die Transportkosten unnötig erhöhen.

Das Rösten in Schachtöfen ist bekanntlich wirksamer als das Haufen- und Stadelrösten, da aber der Betrieb von Schachtöfen allein bei Füllung mit ganz klarem Erz und mit außerhalb der Oefen angeordneten Feuerungen wegen der Undurchlässigkeit von Luft und Gasen ebenso unmöglich ist, so mußte von den bekannten Schachtöfen abgesehen werden.

Man kann wohl klares, nicht sinterndes Erz, um es in gewöhnlichen Schachtöfen rösten zu können, vorher zu Briketts formen. Dieses Verfahren wurde aber in diesem Falle für zu umständlich und zu kostspielig gehalten. Schwefelhaltiges Erz wird aber besser in kleineren Stücken oder in klarem Zustande geröstet. Je kleiner im allgemeinen die Erzstücke sind, also je klarer die Masse ist, um so vollständiger wird bei entsprechend hoher Temperatur und reichlichem Luftzutritt die Röstung und Entschwefelung ausgeführt.

Es sind Oefen bekannt, in welchen auch das Rösten von staubförmigen Erzen ununterbrochen betrieben werden kann, wie z. B. Herd- und Flammöfen, Muffelöfen mit wagerechten, übereinanderliegenden und geneigten Herden, Schachtöfen mit übereinander angeordneten, gegenseitig

abwechselnd geneigten Gleitflächen, verschiedene Fortschaufelungsöfen usw., in welchen das Material dem Zuge des Feuers entgegen geführt wird, und die zum Teil so eingerichtet sind, daß die Röstgase von den Feuergasen getrennt oder mit den Feuergasen vermischt zur Abführung gebracht werden.

Der ununterbrochene Betrieb mit getrennter Abführung der Röstgase von den Feuergasen ist auch bei dem für den in Rede stehenden Röstbetrieb konstruierten, in Fig. 1 und 2 dargestellten Ofen ermöglicht. Es ist aber der

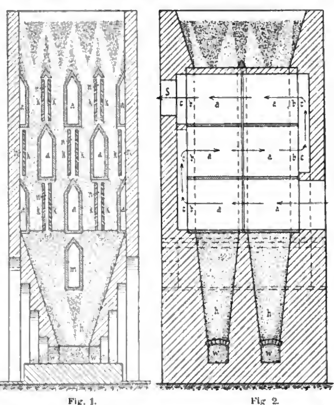


Fig. 1. Fig. 2.

Grundsatz angenommen, den Röstbetrieb, wie in gewöhnlichen Schachtöfen, mit selbsttätiger Abwärtsbewegung des Erzes zu führen, um die gestellten Bedingungen möglichst gut erfüllen zu können.

Durch die Zusammenhaltung der Wärme innerhalb des Röstgutes im Schachte soll eine gute Wärmeausnutzung und sonach eine Ersparnis an Brennmaterial herbeigeführt werden.

Da das Erz innerhalb des Schachtes beim Abziehen von geröstetem Gut aus den unteren Oeffnungen selbsttätig nachsinkt, ist kein Rühren und Fortschaufeln des Erzes mit von Hand oder von Maschinen bewegten Vorrichtungen notwendig.

Die zur Oxydation nötige Luftmenge wird nach Bedarf in die im Schachte angeordneten Kanäle zur Verteilung der Luft und Abführung der Röstgase geleitet, wo sie mit dem Erz in Berührung kommt und bei jeder Abwärtsbewegung des Erzes mitgezogen und von der nachsinkenden Masse eingehüllt werden soll: auf diese Weise soll die Luft durch die Erzmasse geführt und gleichzeitig bei dieser Abwärtsbewegung das Erz etwas durcheinander bewegt werden.

Die aus dem Erz in die dazwischen liegenden Kanäle strömenden Röstgase werden in diesen Kanälen aus dem Ofen in die zu ihrer Ausnutzung bestimmten Vorrichtungen geleitet.

Da die Luft nicht frei in den Röstraum eintritt, sondern nach Bedarf eingeführt wird, sind Oeffnungen vermieden, durch welche die einströmende Luft Röstgase aus dem Ofen ins Freie drängen kann.

Um eine Abkühlung des Röstraumes durch die Luftzuführung zu verhindern, soll die Luft vorgewärmt eingeführt werden. Zur Vorwärmung der Luft soll die in dem gerösteten Erz befindliche Wärmemenge Verwendung finden.

Die außerhalb des Ofens in einer Feuerung erzeugten Feuergase werden in Zugmuffeln durch den Ofen geführt, und damit die Wärme an eine größere Menge Röstgut abgegeben werden kann, sind mehrere Züge in wagerechter Lage übereinander angeordnet. Die in den Zugmuffeln geführten Feuergase kommen mit den Röstgasen nicht in Berührung. Der zur Abführung der Feuergase nötige hohe Schornstein kann an der Abzugsseite des Ofens stehen.

Gewöhnlich schwankt die Rösttemperatur von leicht und schwer sinternden Erzen zwischen dunkler und lichter Rotglut. Um das Verhalten des zu verarbeitenden Erzes im Feuer festzustellen, wurde es bis auf halbe Rotglut erhitzt. Hierbei blieb die Masse körnig, pulverartig und locker und nahm dunkelbraune Farbe an. Durch die Einwirkung der Hitze war die Masse so mürbe geworden, daß man sie zwischen den Fingern zu feinem Pulver zerreiben konnte. Bei dieser Feuerprobe konnte der Sinterungspunkt des Erzes nicht festgestellt werden, da es aber im allgemeinen keine Veränderung angenommen hatte, wurde es zu den nicht sinternden Erzen gerechnet, die in Schachtöfen geröstet werden können..

Im Längsschnitt Fig. 2 sind zwei nebeneinander angeordnete senkrechte Schächte erkenntlich, die durch neben- und übereinander liegende Zug- oder Glühmuffeln *a* miteinander verbunden sind. Die in der Richtung der Pfeillinien von unten nach oben, hin- und hergeführte, durchziehende Flamme wird an beiden Seiten der Zugmuffeln in Kanälen *c*, an den Schachtwänden *b*, wie auch im Querschnitt Fig. 1 zu ersehen, aus einer Muffelreihe in die andere übergeführt. Aus der obersten Muffelreihe ziehen die Feuergase bei *S* in den Schornstein.

Die Feuerung ist mit einfachem Planrost und mit Rauchverbrennungseinrichtung versehen und könnte auch, da sie außerhalb des Schachtofens angebracht ist, für jedes andere Brennmaterial eingerichtet werden. Die Sekundärluft, die zur Rauchverbrennung eingeführt wird, kann schon, soweit die Wärme reicht, entweder durch die heiße, geröstete Erzmasse oder durch die in den Schornstein ziehenden Feuergase vorgewärmt werden.

Da die Feuergase nicht mit den Röstgasen zusammentreffen und dieselben im Abzuge nicht hindern, so können die Zugmuffeln mit Feuer ausgefüllt werden, und man kann, um eine gleichmäßige Temperatur in der Höhe der Röstzone zu erzielen, die Feuerzüge etwas unter Druck stellen — die Feuergase etwas gedrückt durch die Feuerzüge bewegen. Darin liegt ein gewisser Vorteil in der Wärmeausnutzung und im Verbrauch an Brennmaterial.

Damit der Abzug der Feuergase nach Erfordernis geregelt werden kann, wird im Abzugskanal *S*, dicht am Ofen, ein Regulierschieber angeordnet, der von der Feuerung aus mittelst Zugseil bedient wird.

Zwischen den Zug- oder Glühmuffeln *a* sind aus gelochten Platten *k*, wie in Fig. 1 zu ersehen, die Luftkanäle *n* hergestellt. Die Luft durchzieht diese Kanäle in derselben Richtung wie das Feuer die Züge, also von unten nach oben, und treibt zugleich die in diesen Kanälen angesammelten Röstgase mit fort. Die Röstgase werden aus der oberen Kanalreihe in Röhren abgeführt und in die zur Ausnutzung bestimmten Vorrichtungen geleitet.

Da es aber keinen Zweck hat, die Röstgase längere Zeit im Ofen zu halten und auf längerem Wege aus dem Ofen zu führen, so ist es zweckmäßig, sie auf kürzestem Wege aus jeder Kanalreihe für sich abzuführen. Sollen sie in einer gewissen Dichte zur Abführung gebracht werden, so kann der Abzug aus einer Kanalreihe danach geregelt werden. Die Abzugrohre aus den einzelnen

Kanälen einer Kanalreihe werden außerhalb des Ofens mit einem gemeinschaftlichen Abzugrohr verbunden. In diesem Falle muß auch jeder Kanal in einer Reihe ein Luftzuführungsrohr erhalten, die zusammen mit einem Hauptzuleitungsrohr verbunden werden.

Die Luft kann mit einer solchen Stärke in die Kanäle *n* (Fig. 1) eingedrückt werden, daß sie die an den Kanalwänden liegende Erzmasse durchdringt. Wird der Ofen unter einen gewissen gleichbleibenden Luftdruck gestellt, so muß der beständige Abzug der Röstgase nach dem Druck geregelt werden. Es ist aber auch möglich, die Röstgase in kleinen Zeitabständen abzuführen, wodurch stets ein wechselnder Druck im Ofen entsteht; in diesem Falle werden die Röstgase abgeführt, nachdem der höchste zulässige Druck erreicht ist.

Die zeitweise Abführung der Röstgase ist jedenfalls zweckmäßiger als die fortwährende, weil die Luft bei geschlossenem Abzuge besser gegen die Erzmasse und in dieselbe gepreßt werden kann. Es werden sich die in den Zwischenzeiten gesammelten Röstgase mehr verdichten; es wird auch weniger Luft unnütz durch den Ofen getrieben.

Durch das Einpressen der Luft in die Erzmasse soll das Rösten und Austreiben der Röstgase befördert werden. Das zeitweise Oeffnen und Schließen des Röstabzuges kann gleichzeitig mit der in Betrieb stehenden Luftbeförderungsmaschine ausgeführt werden.

Zur Ausnutzung der im gerösteten Gut vorhandenen Wärme ist eine Muffel *m* unterhalb der Röstzone angeordnet. Wie es scheint, wird diese Muffel allein die Wärme weniger vollkommen aus dem glühend heißen Röstgut ableiten, und sofern auch die Sekundärluft für die Rauchverbrennung schon an dieser Stelle mit vorgewärmt werden soll, muß entweder die Muffel zwei Züge erhalten oder es sind zwei Muffeln oder Röhren in einem gewissen Abstande voneinander anzubringen; ferner können auch zu beiden Seiten der Muffel *m* in der senkrechten Ebene der Kanäle *n*, noch Wärmeabzugröhren eingebaut werden.

Das Erz wird oben in den Schacht eingeschüttet, und nachdem die an den untersten Zugmuffeln befindliche Menge genügend geröstet und entschwefelt ist, wird soviel geröstetes Erz unten aus den Schächten *h* gezogen, daß die zwischen den Zugmuffeln befindliche Erzmenge so weit als nötig nachsinkt.

Nach jedem Erzabzuge oder schon während desselben wird der Schacht von neuem mit Erz angefüllt. Da der Betrieb ununterbrochen ist, wird in bestimmten Zeitabständen eine bestimmte Menge geröstetes Erz abgezogen.

Im oberen Teil des Schachtes soll das Erz beim Ziehen nicht so weit herabsinken, daß die oberste Muffelreihe frei wird. Sie soll stets auf eine gewisse Höhe mit Erz bedeckt bleiben, um das Ausströmen von Röstgasen an dieser Stelle zu verhindern. Die kleinste Schütthöhe über der oberen Muffelreihe soll bei der Beschaffenheit des Erzes, um das es sich handelte, mindestens 0,50 m betragen. Die Füllung könnte aber auch nach Abdeckung des Schachtes mit mechanischer Vorrichtung unter Luftabschluß ausgeführt werden.

Die Abziehlöcher *w* sind etwas über die Sohle gelegt, damit man das Erz bequem wegschaufeln oder in Wagen oder in andere Transportgefäße ziehen kann. Die Ziehöffnungen sind so angeordnet, daß das in den Schächten befindliche Erz beim Abziehen von geröstetem Erz ganz gleichmäßig nachsinkt.

Beim Nachrutschen des Erzes zwischen den Zugmuffeln und Luftkanälen gleitet die Masse abwechselnd an Glüh- und Lüftungsflächen, wobei auch eine gewisse Lockerung der Masse und Einziehen von Luft in die Masse stattfindet; ferner ist eine Mischung der abwärtsgleitenden Masse besonders durch die von den schrägen Gleitflächen der Muffeln herbeigeführten Richtungsänderungen erkenntlich.

Jedenfalls ist es zweckmäßig, zur Erzielung einer möglichst gleichmäßigen Röstung diese Bewegung des Erzes öfter durch Abziehen von nur kleinen Mengen geröstetem Gut auszuführen.

Schnelles, gleichmäßiges Durchglühen wird noch durch die Schüttung des Erzes in dünner Schicht von nur 120 mm zwischen den Feuermuffeln und Luftkanälen herbeizuführen gesucht.

Wie zu erkennen, könnte das Rühren oder Durcheinanderführen des Erzes beim Nachsinken zwischen den Glüh- und Lüftungsflächen noch durch einige quer in die Erzzüge eingebaute Teilungskörper befördert werden. Da aber das Erz nur senkrecht niedergeht, würden die an den Glüh- und Lüftungsflächen liegenden Massen durch diese Teilungskörper nicht in die Mitte der Masse hineingebracht werden, und da die Masse abwechselnd an Glüh- und Lüftungsflächen niedergeht, also dadurch schon in Bewegung kommt, wird eine weitere Mischung der Masse an den Glüh- und Lüftungsflächen nicht nötig.

Es ist auch zu erkennen, daß die Röstgase aus den 120 mm dicken Erzschichten einmal auf dieser, das andere Mal auf jener Seite schnell austreten können und daß diese Erzschichten wechselseitig mit den Glühflächen in Berührung kommen.

Dieser Ofen zeigt acht senkrechte, durch Lüftungsflächen unterbrochene Röstherde. Die Zahl der Röstherde, oder die der Erzzüge könnte auch erhöht oder vermindert werden.

(Schluß folgt.)

Hammerwerke mit Kraftantrieb.

Von Professor **Pregél**, Chemnitz.

(Schluß von S. 379 d. Bd.)

Howards Muttern-Schmiedemaschine.

Howards Iron Works bauen zwei Größen leistungsfähiger Schmiedemaschinen für Herstellung von Schraubenmuttern.

Die kleinere liefert 20—28 000 Stück Muttern von 6 bis 16 mm Schlüsselweite bei 110 und 125 Minuten Umdrehungen der Schwungradwelle, die größere leistet bei 80 Umdrehungen 12—20 000 stärkere Muttern in zehn Arbeitsstunden. Zu diesem Behufe ist jede Maschine mit zwei verschieden großen Riemenschwungscheiben ausgestattet, so daß auf die Größe der Schmiedestücke entsprechende Rücksicht genommen werden kann.

Bei der in Fig. 79 und 80 dargestellten größeren Maschine ist *a* das mit Schlittenführungen und Lager versehene, stark verrippte, schwere Bettgestell. In dasselbe ist das Querstück *b* eingebaut, in welchem die mehrteiligen vier oder sechs Kantformeisen *c* durch Gegenplatten *d* gehalten, eingesetzt sind. In der vorderen Stirnseite dieses Querstückes ist ferner die Zulaufrinne *f* (Fig. 80) und die Abstreichvorrichtung *g* vorgesehen, so daß damit ein fehlerhaftes Arbeiten, mit gleichzeitig zwei eingelegten

Muttern, verhindert wird, was zu schweren Beschädigungen der Maschine führen würde.

Auf den Wellenenden sind die ungleich großen Riemenschwungscheiben *h* und *i* gekeilt, in der Wellenmitte sitzt die Unrundscheibe *k*, und an den äußeren Lagerseiten sind zwei Exzenterpaare *m* und *n* vorgesehen.

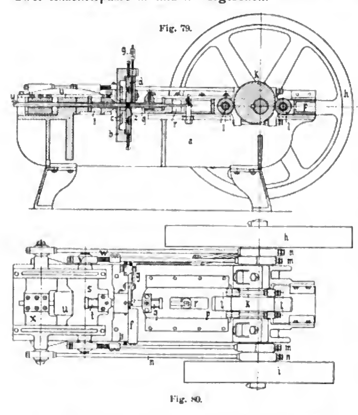
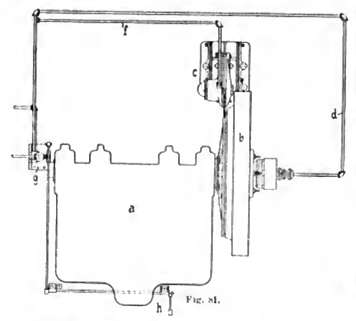

Fig. 79.

Fig. 80.

Die Unrundscheibe *k* treibt mittels Druckrollen *l* den Schieberrahmen *p*, in welchem mittels Klemmplatten der Ringstempel *q* festgehalten wird, während der Ausstoßstab *r* am Bettgestell in fester Lage angeordnet ist und beim Rückgang von *p* die etwa am Ringstempel *q* haftende Mutter abstreift.


Fig. 81.

Mit den beiden innenliegenden Exzentern *m* wird im Arbeitsgange der Schlitten *s* mit dem Ringstempel *t* nach rechts bewegt. Während nun der Schlitten *s* in der Rücklage sich an die Nase *u* des Gestells anlegt, schieben sich die zurückgehenden Exzenterstäbe durch Augen des Kreuzkopfringes *v*, wobei Federn *w* den späteren stoßfreien Anschluß vermitteln. Dagegen betätigen die außenliegenden Exzenter *n* in fester Verbindung den Schlitten *x*, in welchem die lange Lochstange *y* festgeklemmt ist, durch welche das warm eingeführte Rohstück *z* gelocht, gezogen und an den Stirnseiten durch die Ringstempel abgerundet wird.

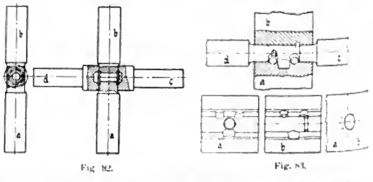
Ch. Rices Schmiedemaschine.

Eine hervorragend interessante Schmiedemaschine zum Pressen von Fahrradnaben ist vom Betriebsingenieur *Ch. Rice* der *Pope Manufacturing Company* in Hartford, Conn. konstruiert worden. Diese nach The Iron Age in den Fig. 81—91 dargestellte Maschine arbeitet mit vier Gesenkteilen, von denen das eine Hauptgesenk fest im Maschinenrahmen sitzt, während das Gegenstück in einem Schlitten liegt, der mittels Kniehebel von einer Daumenscheibe der Hauptwelle betätigt wird.

Auf dieser Hauptwelle ist ferner symmetrisch abständig zur vorbemerkten Daumenscheibe je ein Exzenter angeordnet, welches einen Schlitten bewegt, der mittels eines schräggestellten Gelenkstückes einen zweiten Gesenkschlitten treibt, der winkelrecht zum ersten geführt ist. Beide Gesenke dieses Exzentersystems arbeiten gegeneinander und stehen winkelrecht zur Bewegungsrichtung des Hauptgesenkes. In Fig 81 ist im Grundriß die Hauptanordnung gezeigt, wobei *a* das Maschinenbett, *b* die Antriebscheibe mit dem Kupplungsschloß, *c* die Bremse, *d* die Rohrleitung für die Zuleitung von Preßwasser zum Kupplungsschloß, *f* diejenige für die Bremse und *g* das Steuerventil ist, welches durch den an der Arbeitsseite befindlichen Tritthebel *h* betätigt wird.

Fig. 82 und 83 zeigen die Gesenkanordnungen zur Herstellung einer Radnabe und eines Rahmeneckstückes. Hierin bezeichnen übereinstimmend *a* das feste, *b* das bewegliche Hauptgesenk, *c* den rechtsseitigen und *d* den linksseitigen Preßstempel, welche entsprechende Gesenkformen besitzen.

Hieraus erkennt man leicht die Wirkungsrichtungen der Schmiedemaschine, welche mit 110 minutlichen Umläufen arbeitet und annähernd in $^1/_2$ Zeitsekunde ein Werkstück liefert. Die Maschine gliedert sich in den Teilen zur Betätigung der Hauptgesenke, in denjenigen zum Betriebe der Seitenstempel, dem Antriebe mit dem Kupplungsschloß und der Bremse für die Antriebwelle, während die


Fig. 82. Fig. 83.



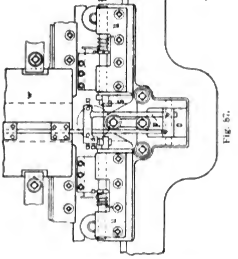
Backenbremse für das Stillsetzen der Riemenschwungscheibe als bekannt vorausgesetzt, nicht beschrieben wird.

Fig. 84—86 zeigen das Getriebe für das Hauptgesenk.

An die Hauptwelle *a* ist die Unrundscheibe *b* unmittelbar angedreht, an welcher die beiden Rückzugsdaumen *c* angeschraubt sind. Letztere treffen auf die Stahlplatten *d*, die an die um *y* drehbare Schwinge *f* angeschraubt werden. Diese Schwing *f* trägt außerdem die Rolle *g* und den Handhebel *h*, mittels welchem die Schwinge in die Lage Fig. 85 gebracht werden kann. In dieser Stellung ist vermöge des Lenkers *i*, der Schieber *k* in der Rücklage befindlich, so daß das Hauptgesenk so weit zurückgestellt ist, daß die Einführung des glühenden Werkstückes leicht möglich wird.

Das von der Seite oder von oben eingeführte glühende Werkstück wird durch ein Stäbchensystem *l* (Fig. 85 und 87) so lange gehalten, bis das im Schlitten *k* befindliche Gesenk so weit vorgerückt ist, daß es das Stahlstück von selbst hält. Kurz vorher müssen aber diese Fingerstäbchen *l* ausgehoben werden. Hierzu dient die Schiene *m*, die von dem an der Schwinge *f* angeschraubten Anschlag *n* verschoben wird und die Walze *o* dreht, in welcher der Hebel *p* als Fingerhalter sitzt, dadurch nach oben schwingt und die Stäbchen *l* aus dem Bereich des Hauptgesenkes bringt.

Das Gegengesenk hierzu ist in dem Block *q* untergebracht und durch das angeschraubte Deckelstück *r* mittels zwei Druckschrauben in fester Lage erhalten. Außerdem wird das


Fig. 87.

Werkstück durch zwei Seitenzapfen *s* unterstützt, die in zwei mit Windungsfedern gespannten Bolzen *t* ausgehen, die in Lager *u*, *u* geführt sind. Diese Seitenzapfen *s* werden beim Anrücken der Seitenstempel zurückgedreht, so daß die letzteren ebenfalls zum freien Angriff gelangen können. Das bewegliche Hauptgesenk wird durch das Deckelstück *v* im Schlitten *k* gehalten, dieser selbst durch eine starke Deckplatte *w* geführt, welche mit zwei Ueberlegstücken *x* nur durch zwei einzelne Schrauben an das Hauptbett der Maschine gehalten wird.

Bei einer Rechtsdrehung der Antriebwelle *a* gelangt die Unrundscheibe *b* zum Anschlag an die Rolle *g*, wodurch die auf dem festen Bolzen *y* sich drehende Schwiege nach links ausweicht, den Schlitten *k* durch das in die gestreckte Lage sich einstellende Gelenkstück *i* unter starker Druckwirkung in die Arbeitsstellung nach links rückt.

Das Triebwerk für die Seitenstempel (s. Fig. 84, 88 und 89) ist in doppelter Ausführung symmetrisch zur Mitte der Maschine angeordnet.

Auf der Hauptwelle *a* sind die Exzenterscheiben *b'* angedreht, über diese dierrin Exzentege *c'* mit Deckel *d'* geschoben (Fig. 84 u. 88). Durch die Exzenterstange *f'* wird der Schlitten *g'* betätigt, welcher mittels des schrägen Gelenkstückes *h'* den Querschlitten *i'* treibt, welcher den Seitenstempel trägt. Diese doppelten, gegensätzlich gerichteten Querschlitten *i'* sind in Fig. 89 ersichtlich, welche den Querschnitt der Bettplatte der Maschine deutlich zeigt.

Der Schlitten *g'* trägt das stellbare Röllchen *k'*, welches die Hakenstange *l'* verschiebt und dadurch den Hebel *m'* dreht, welcher auf der bereits früher beschriebenen federgespannten Fingerwelle *t* sitzt.

Besonders bemerkenswerte Einrichtungen besitzt das in Fig. 90 dargestellte Kupplungsschloß. Auf den hervortretenden Bund der Hauptwelle *a* ist die Scheibe *b* gekeilt. Diese paßt mit ihrem kegelförmigen Rand in den Innenrand der Schwungscheibe *c*, welche mit dem Bremsring *d* aus Rotguß ausgefüttert ist. Diese Schwungscheibe *c* dreht sich lose und frei mit ihrer ausgegossenen Nabe auf dem Zapfen *f* der Welle *a*. Zwischen beiden Naben der Scheiben *b* und *c* ist ein Ring *g* eingelegt, auf den drei Windungsfedern *h* wirken, welche an stellbaren Bolzen *i* sitzen, die in Aussparungen der Schwungradnabe liegen. Hierdurch kann die Stärke des Andruckes geregelt werden, durch den die achsialverschiebbare Schwungscheibe *c* nach rechts, aus der Verbindung mit der Scheibe *b* gebracht wird. Alsdann tritt sofortiger Stillstand der Antriebwelle *a* ein, sofern die Schwungkraft der Scheibe *b* gehemmt wird, wozu das Bremswerk dient.

Um aber den Antrieb der Welle *a* zu besorgen, ist eine Verschiebung der Schwungscheibe *c* nach links erforderlich, welche die Verkupplung der Scheibe *c* mit der Scheibe *b* herbeiführt. Hierzu ist an die Stirnseite der Schwungradnabe die Druckscheibe *k* angeschraubt, gegen welche der Kolben *l* wirkt, der im Zylinder *m* spielt und mittels Lederstulpes *n* abgedichtet ist. Der Kolben *l* sowohl als auch der Zylinder *m* laufen frei auf dem abgesetzten Zapfen *o* der Hauptwelle *a*.

Der Zylinder *m* wird hierbei in achsialer Richtung durch die Rundmutter *p* gesichert, während eine Verdrehung zwischen Kolben *l* und Zylinder *m* durch das eingelegte Lineal *q* verhindert wird. Dadurch wird der Schmierapparat *r* geschont, der die Schmierung zwischen Druckring *k* und Kolben *l* besorgt.

Für die Zuführung des Preßwassers in den Zylinder *m* ist der Wellenzapfen in der Achse ausgebohrt und mit Querlöchern versehen, welche in den Zylinderraum hinter dem Kolben münden. Außerdem wird durch das eingeschraubte Zwischenrohr *s* das eigentliche Endrohr *t* geführt und abgedichtet, während der weitere Rohranschluß an die Leitung durch das Aufsatzstück *u* besorgt wird.

Das vorerwähnte Bremswerk ist in Fig. 91 dargestellt und liegt wie aus dem Lageplan (Fig. 81) zu ersehen ist, an der hinteren Seite der Schwungscheibe.

In Fig. 91 ist *c* die Schwungscheibe mit dem Futterring *d*, und *b* die auf die Hauptwelle *a* aufgekeilte konische Antriebscheibe. An die Stirnseite der letzteren ist das Bogensegment *f* geschraubt, welches eine Ausdehnung von ein Sechstel des ganzen Scheibenumfanges besitzt.

Dieses Bogensegment *f* greift zwischen Bremsbacken *g* ein, die im festen Block *h* und in dem verschiebbaren Gleitstück *i* liegen.

Der feste Block *h*, der auf der Bettplatte *k* verstellbar ist, aber fest aufgeschraubt wird, enthält den Preßzylinder *l*, in welchem der Kolben *m* gleitet, der mittels Mutter *n* und Bolzen *o* das Gleitstück *i* nach links schiebt, wobei die Schraube *p* zur Parallelführung vorgesehen ist. Sowie Preßwasser zum Zylinder *l* zugeleitet wird und das Bogensegment im Bereich der Bremsbacken liegt, erfolgt eine wirksame Bremsung der Schwungscheibe *b* und

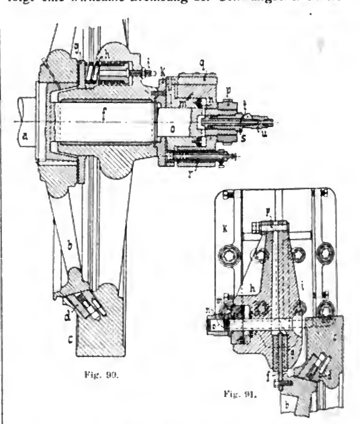


Fig. 90.

Fig. 91.

ein sofortiger Stillstand der bewegten Teile der Maschine. Während dieses Stillstandes erfolgt das Einlegen des erwärmten Rohstückes.

Um aber den Arbeitsgang regelrecht durchzuführen, wird die Zuleitung von Preßwasser nach der Bremse erst dann erfolgen können, nachdem das Kupplungsschloß davon befreit, also der Antrieb abestellt ist. Ebenso wird vor Einrückung der Kupplung die Bremse vorher gelüftet, also das Preßwasser abgeleitet sein müssen. Um nun die Steuerung dieser im Verteilungskopf befindlichen Ventile ordnungsgemäß zu besorgen, ist das mit dem Trittthebel *h''* (Fig. 84) verbundene Schaltwerk *a''* vorgesehen, welches als unwesentlich hier nicht weiter beschrieben ist.

Neuerungen in der Papierfabrikation.

Von Professor **Alfred Haussner**, Brünn.

(Fortsetzung von S. 350 d. Bd.

γ) Zellstoff.

Neben der weiteren Ausübung bekannter Verfahren, um insbesondere aus Holz Zellstoff zu gewinnen, tauchen unermüdlich immer wieder neue (oder auch schon alte

Vorschläge auf, um das Holz, das doch allmälig immer knapper und daher teuerer im Preise wird, durch andere zellstoffhaltige Rohstoffe zu ersetzen. Auch Holzgattungen, wie etwa Linde, die bisher als nicht geeignet bezeichnet worden sind, sucht man verwendbar zu machen. Hierbei wird insbesondere für die Linde, welche wegen ihres Farbstoffgehaltes schwarz wie Tinte aus dem Kocher kommt, einfaches Auswaschen im Holländer empfohlen, um den Stoff schon im ungebleichten Zustande für Zeitungspapier geeignet zu machen.

Auch die Vorschläge, *aus Torf brauchbare Papierfasern zu gewinnen*, sind trotz vieler schwerer Mißerfolge nicht zur Ruhe gekommen[9]). Man will nun dem Torf vielfach durch eine stark mechanische Behandlung beikommen, ohne chemische Einwirkungen ganz bei Seite zu lassen. Dr. *Beddies* gibt einen solchen prinzipiellen Vorschlag (D. R. P. 127 393). Der frisch gestochene Torf wird durch den Elevator *a* (Fig. 21) in die erste Schneckenpresse *b* geschafft, welche ihn mit Schnecke *e* unter Beihilfe des schwach alkalischen Kalkwassers aus Brause *c* durcharbeitet und dann der Schneckenpresse *d* überliefert. Letztere quetscht ihn etwas aus und läßt das Abwasser durch k_1 abrinnen, worauf der Torf *k* auf treppenartig angeordnete Transportbänder *f* übergeht, die ihn gut zu waschen gestatten.

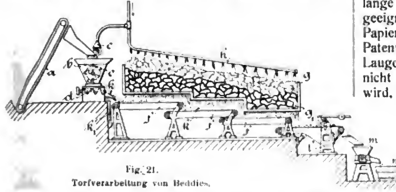


Fig. 21.
Torfverarbeitung von Beddies.

Das Waschwasser fließt von oben aus den Brausen *h* durch die porösen Lager *g*, g_1 aus Kalkstein oder Koks. Einen Teil des Wasserüberschusses preßt die Walzenpresse *l* aus, worauf der Torf in die Zerkleinerungsvorrichtungen *m* geleitet wird, durch welche Fasern ziemlich gleicher Länge erzielt werden sollen, die in den Bottichen *n* oder in Bleichholländern nochmals alkalisch zu rotten oder zu bleichen sind, falls man nicht dunkle Papiere oder Pappen erzeugen will. Gebleicht, oder ungebleicht sollen die so, wie kurz geschildert, vorbereiteten Fasern schon für den Zusatz im Mischholländer geeignet sein.

In mehreren Patenten schlagen *Christian Esser* (und *Adolf Pollak*) vor, die Torffasern durch Stampfen aufzuschließen. Die rohen Torffasern sollen beispielsweise (amerikan. Patent 690 363, D. R. P. 142 658, 154 144, 156 842) in einem runden, langsam kreisenden Trog (oder in einem hin- und hergehenden) der Einwirkung von Stößelgruppen unterworfen werden, wobei der Rohtorf nur in relativ dünner Schicht (5—10 cm stark) einzutragen ist. Es wird dabei erwartet, daß nur die dickeren Torfteile zerquetscht, zerfasert, die dünneren (durch die dickeren geschützt) geschont werden.

Das Prinzip des Verfahrens von *Kalmann* ähnelt in vieler Beziehung jenem von *Beddies*. *Kalmann* (D. R. P. 144 830) will allerdings gründlich auswaschen unter gleichzeitigem Schleifen so lange, bis eine breiige Masse entsteht, welche wiederholt ausgequetscht und wieder aufgequollen werden soll, bis man ein halbstoffartiges Produkt erhält.

Außer dem durch den Werdeprozeß schon so veränderten Fasernkonglomerat in dem Torf werden neuerdings Fasern enthaltende Produkte, oder solche Pflanzen oder Pflanzenreste zur Verarbeitung vorgeschlagen, welche bisher oft als lästige Abfälle betrachtet, aber nicht verwendet worden sind, oder nicht verwendet werden konnten, weil sie in nicht genügenden Mengen oder nicht zu genügend billigem Preise zu erhalten waren, was allerdings für viele Vorschläge heute auch zutrifft. So werden Haferhülsen (amerikan. Patent 675 234), der Raffiabast, die Nachtkerze, Salbei, Tabakblattrippen (D. R. P. 128545) nach entsprechendem Auslaugen u. a., wie insbesonders auch die in gewiß größeren Mengen erhältlichen Maisstengel und Maiskolbenblätter, zur Verwendung vorgeschlagen. Auf letztere konzentriert sich sogar anscheinend ein größeres Interesse. So will *Ordódy* (D. R. P. 130851) durch alkalische Kochung aus den Maiskolbendeckblättern lange zum Spinnen und kurze für die Papierfabrikation geeignete Fasern gewinnen. Der bekannte norwegische Papiertecknniker *Viggo Drewsen* schlägt vor (amerikan. Patente 789 416—418) mit besonders starken alkalischen Laugen Maisstengel zu kochen, weil dadurch das Mark nicht etwa zerstört, sondern gerade brauchbar gemacht wird, indem seine Zellen den pergamentartigen Charakter verlieren, weich und saugfähig werden. Andere Erfinder trennen aber wieder Mark und Stengel, wie etwa *Sherwood* (amerikan. Patente 680079 und 720 850—851). Die Stengel können dann in üblicher Weise alkalisch gekocht werden, sogar nur mit Wasser, wie *Sherwood* angibt. Das Mark ist irgendwie für sich zu benützen. Es kann auch durch Kochung in eine hydrozellstoffartige Substanz übergeführt und als klebrige (pergamentartig werdende) Masse weitere Verwendung finden.

Daß man auch andere Gräserarten, Alfa und dergl., Schilf, Binsen u. a. durch Kochen mit alkalischen und sulfitischen Laugen in Zellstoff zu verwandeln sucht, ist bekannt und schon in früheren Berichten erwähnt, aber auch in den letzten Jahren neuerlich angeregt worden. So schlägt *Braun* (D. R. P. 151 285) Ammoniumsulfit für besonders hellen, leicht bleichbaren Stoff, *Holmes* (amerikan. Patent 704 259) alkalische Laugen für Flachs- und Hanfstroh vor. Daß letztere sehr schönen Zellstoff geben können, ist wohl ohne weiteres klar, indessen hängt die Wirtschaftlichkeit von den lokalen Verhältnissen ab.

Interessant, einem besonderen, modernen Zuge entsprechend, ist der Vorschlag von *Montessus* in Tunis, wonach (D. R. P. 150 353) Alfa oder ähnliche Pflanzen durch Gährung mit künstlich durch Beihilfe von Meerwasser u. a. Stoffen gezüchteten Bakterien in Zellstoff dadurch umgewandelt werden sollen, daß man alle Bestandteile der Pflanzen, welche nicht aus Zellstoff bestehen, löslich und auswaschbar macht. Die hierfür notwendige Gährung dauert 11—14 Tage. Sollte das Verfahren einschlagen, so wäre es immerhin denkbar, daß dadurch die Alfaausfuhr, welche jährlich über den Hafen von Sfax auf 20—60 000 t geschätzt werden kann, beeinflußt würde. Auch die Abfälle bei der Baumwollgewinnung, insbesonders nach dem Egrenieren, verlocken zur Fasergewinnung. Tatsächlich haften ja an den Schalen Fasern und Faserreste, welche für die Papierfabrikation entschieden wertvoll sind. Aber ihre Begleitung ist durchaus unwillkommen, denn die schwarzen Schalenreste, die braun, ölig und staubig gewordenen Fasern in schön weißen Papierstoff umzusetzen, erfordert viel Mühe und Sorgfalt. Nach dem D. R. P. 134 263 werden die Baumwollschalen mit Naphta-

[9]) Alle Beachtung verdient die Anregung, Torf, Torfstreu und dergl. in der Landwirtschaft mehr einzubürgern und dafür das heute dort verwendete Stroh in die Papierfabrik wandern zu lassen.

dämpfen behandelt, wobei im Kreislauf dieselbe Naphtamenge immer wieder zu verwenden versucht wird, um die Oele, Wachs- und Gummiarten auszuziehen. Hierauf wird mit Aetzkalilauge gekocht, um die Schalen völlig aufzulösen, und die verbliebene Fasermasse gründlich ausgewaschen.

Johnson (amerikan. Patent 530 553 und 733 969) zerkleinert gründlich mechanisch die Samenschalen, kocht mit Aetznatronlösung bei hoher Temperatur und hohem Druck, worauf mit heißem Wasser ausgewaschen wird, wodurch die Farbstoffe von den Fasern ferngehalten werden sollen.

Coleman und *Toxey* wollen hingegen (amerikan. Patent 723 137) die ganze Baumwollstaude zu Papier verarbeiten, allerdings nach Entfernung der Blätter durch Kochen nach irgend einer der bekannten Methoden. Dabei soll das in den Samen enthaltene Oel bei der Kochung sich oben absetzen und leicht entfernen lassen. Sogar die Kerne sind hierbei als wertvoll zu betrachten, weil sie im gequetschten und aufgelösten Zustande eine klebrige Masse bilden, welche als eine Art Füll- oder Leimstoff im fertigen Papier wirkt, dem Papier eine glatte Oberfläche geben kann.

Marsden wieder will (amerikan. Patent 781 612) nur die sonst wertlosen Teile der Baumwollstaude nutzbar machen. Die Stengel werden gereinigt, zerkleinert und zerquetscht und in reinem Wasser gewaschen, endlich durch 3—6 Stunden in reinem Wasser bei etwa 4 at gekocht. Dadurch sollen Tannin, Zucker, Farbstoffe, sowie andere lösliche Körper, aber auch Klebstoffe und Mineralsalze ausgelaugt werden, so daß die nachträgliche alkalische Kochung, oder auch eine solche mit Natriumsulfid bei 6—7 at leichteres Spiel hat. Die Fasern sind hiernach für Papier, aber sogar auch zum Verspinnen geeignet zu erhalten.

Für Schilf gibt *Ordödy* ein anscheinend recht verwickeltes Verfahren an (D. R. P. 163 659). Das geerntete Schilf wird sogleich in Längsfasern zerlegt und einer Mazeration unterworfen durch wiederholte Behandlung mit etwa 50grädigem Wasser, worauf eine Behandlung mit einer Teerätzkalkverbindung folgt und zwar durch etwa acht Stunden bei rund 100°. Wiederholt mit Wasser gewaschen, sondert sich die kurze und die lange Faser, wobei man durch Glyzerin oder Natriumsulforizinat als Zusatz beim Waschen die Faser erweicht, so daß man in der langen Faser eine angeblich gut spinnfähige, in den kurzen Fasern solche für die Papierfabrikation gewinnt.

Ob das Verfahren von *Ch. Arendt* und *G. de la Royère* (D. R. P. 154 754) wirklich aus Rübenschnitzeln, denen die Säfte entzogen worden sind, durch Kochen mit einer erdalkalischen Base, hierauf Waschen und Kochen mit Alkalikarbonatlösung brauchbaren Papierstoff liefert, mag doch einigermaßen bezweifelt werden. Es ist aber auch ein Zeichen dafür, und zwar ein ganz auffallendes, wie hoch der Wunsch gestiegen ist, an Stelle des Holzes andere Rohstoffe treten zu lassen. Auch das Moment, daß japanische Fasern, wie Mitsumata und Kodzu, tatsächlich einzuführen versucht werden, ist wohl als ein Beweis dafür anzusehen, daß das knapp werdende europäische Holz zum Suchen nach Ersatz zwingt.

Für die *Herstellung von Holzzellstoff* ist bekanntlich das Holz in genügend kleine Spähne zu zerkleinern. Hierfür sind nach wie vor hin- und hergehend, sowie drehend arbeitende *Hackmaschinen* in Gebrauch, welche sich in bereits bekannten Ausführungsformen angewendet finden. Kurz gestreift werde der Vorschlag von *Philbrick* (amerik. Patent 775 382), wonach zur Erzielung eines befriedigenden Schnittes durch die radial gestellten Drehmesser vor den festen Gegenmessern diese geknickt hergestellt werden, um auch dann guten Schnitt (durch parallel liegende Messerschneiden) zu erreichen, wenn das Drehmesser den letzten Teil des Schnittes ausführt.

Holzabfälle, welche bei der üblichen Holzzerkleinerung vorkommen, versucht *Heinrich Wigger* (D. R. P. 153537) dadurch nutzbar zu machen, daß er sie durch Schneidscheibenpaare von fast an die alten Eisenspaltwerke erinnernder Anordnung schickt, wobei die zusammenarbeitenden Schneidscheiben wechselnde Stärke und eine geschärfte Zahnung erhalten.

Mit den üblichen Drehholzschneidern denkt sich *Wigger* (D. R. P. 141 052) aus Winkeleisen gebildete, an die Messerscheiben genietete Wurfflügel verbunden, um die Schneidmaschine tief aufstellen und die erzielten Spähne mechanisch, einfach durch Abschleudern höher hinauf zur weiteren Verarbeitung zu bringen, ohne besondere Transporteure anwenden zu müssen.

Einen hübschen Gedanken versucht *Strehle* (D. R. P. 140803) zu verwirklichen. In dem durch die Hackmaschinen gelieferten verkleinerten Holz kommen unmittelbar brauchbare, aber auch solche Holzteile, wie Knorren, vor, welche von den erstgenannten gesondert und ferngehalten werden müssen, sofern man erstklassigen Zellstoff erzielen will. Werden nun die gehackten Holzteile behufs weiterer Auflösung, wie es häufig geschieht, gewöhnlichen Desintegratoren übergeben, so werden Knorren und gute Holzteile angegriffen und in den sehr kleinen Teilen finden sich die beiden auseinander zu haltenden Holzbestandteile so gemengt, daß ein Trennen praktisch schwer möglich ist. *Strehle* macht nun die Schläger (Schlagstifte in gewöhnlichen Desintegratoren) nicht absolut fest, sondern beweglich an wellenartigen Stangen, welche parallel zur Achse der Schlagscheiben zwischen diesen angebracht sind. Die Schläger stellen sich infolge der Fliehkraft von selbst radial und arbeiten, während der Drehung zwischen festen Nasen an der Gehäusewand hindurch gehend, zerschlagend auf die eingebrachten Holzteile. Sehr widerstandsfähige Teile, wie Knorren, veranlassen aber einfach eine genügende Ablenkung der Schläger, so daß die Knorren nicht zerschlagen werden, sondern im wesentlichen unzerkleinert erhalten bleiben und deshalb später leicht ausgelesen werden können.

Die Arbeit im Desintegrator versucht *John Unser* (amerikan. Patent 685018) dadurch ganz zu umgehen, daß er die von einer Drehhackmaschine erzielten Späne bei dem Austritt aus dem die Hackscheibe umgebenden Gehäuse mit Hilfe einer stellbaren Leitfläche gegen einen mit pyramidenförmigen Erhöhungen versehenen Wandteil des Kanales wirft, durch welchen die Späne abgesogen werden.

Trennung zwischen knorrigen und unmittelbar brauchbaren Spänen auf nassem Wege bezwecken die beiden Anordnungen (amerikan. Patente 675833 und 693684) von *Jones*, beziehungsweise *Burgeß*. Danach werden in beiden Fällen die zu trennenden Holzteile einem Bottich mit Wasser überliefert, wobei Tauchwalzen mit Tauchwänden, oder Tauchstiften die Späne unter die Wasseroberfläche zu bringen suchen. Die spezifisch leichten Holzteile steigen aber wieder an die Oberfläche, von wo sie mittels Transportschnecken ab- und weitergeführt werden können, während die spezifisch schwereren, knorrigen Teile zu Boden sinken und von dort zu entfernen sind. Damit läßt sich die jüngere der beiden Anordnungen genügen. *Jones* jedoch versucht noch eine weitere Trennung der zu Boden gesunkenen Teile, weil sich unter diesen erfahrungsgemäß noch eine merkliche Menge solcher Holzstücke befindet, welche an sich für die Zellstoffgewinnung gut, aber nur durch Umstände, wie etwa Vollsaugen mit Wasser, spezifisch so schwer geworden sind, daß sie ebenso wie die knorrigen Teile zu Boden sinken. *Jones* führt deshalb durch eine schief ansteigende Trans-

portschnecke die zu Boden gesunkenen Teile aufwärts zu dem Beschickungstrichter eines Trockenapparates, welcher sämtliche Späne so weit trocknet, daß sie, nach dieser Behandlung neuerlich einem nassen Trennungsverfahren im wesentlichen so wie bereits geschildert, unterzogen, nunmehr sich sicher sondern, indem die brauchbaren Holzteile oben bleiben, während die knorrigen Teile in dem zweiten Sortierbottich zu Boden sinken. Die Kosten des Betriebes einer solchen Anlage, besonders für den Trockenraum dürften nicht gering sein, so daß sie schwer ins richtige Verhältnis zu den zu erzielenden Vorteilen zu bringen sind.

Neben den eigentlichen, den pflanzlichen Rohmaterialien für die Zellstoffgewinnung spielt die *Lauge bei der Kochung* eine Rolle. Hinsichtlich des *Sulfates*, welches heute für Natronzellstoff herrscht, ist kaum etwas wesentliches anzuführen. Für die Sulfitcellulose ist der günstige *Bezug von Schwefel* begreiflicherweise Lebensbedingung. Dabei handelt es sich entweder um Schwefel kurzweg, oder um geeignete Schwefelverbindungen, um Kiese. Für den Schwefelbezug hat die *Anglo-Sicilian-Sulphur Co.* in London, welche mit etwa 85 v. H. des in Sizilien gewonnenen Schwefels die dortige Produktion beherrscht, dies auch lange Zeit auf dem Weltmarkt getan und so die Schwefelpreise bestimmt. In den letzten Jahren ist ihr ein mächtiger Mitbewerber in der *Union-Sulphur Co.* erstanden, welche in Louisiana mit einem sinnreichen Verfahren den Schwefel mittels heißen Wassers in geschmolzenem Zustande aus einer Tiefe von 150—250 m an die Oberfläche bringt. Wenn es nun eine Zeit lang schien, als ob durch diesen Wettbewerb ein Sinken der Schwefelpreise und damit ein billigeres Arbeiten in Sulfitstofffabriken zu erhoffen sei, so ist durch ein jüngst erfolgtes Abkommen, wonach das Absatzgebiet zwischen den beiden Gesellschaften friedlich geteilt., Produktion und Preis geregelt wird, letzterer wieder ein bedeutender geworden.

Damit erhöht sich aber die Möglichkeit, Kiese zu benutzen, insbesondere deshalb, weil es durch Kiesröstöfen in den Modifikationen von *Herreshoff*, *Humboldt* und *O'Brien* mit mechanischer Beschickung möglich geworden ist, sehr befriedigendes Schwefligsäuregas aus Kiesen darzustellen, so daß es doch denkbar ist, mit Kiesen noch unter etwas schwereren Bedingungen zu arbeiten, als nach der älteren Angabe, wonach Kies nur erheblich weniger als ein Drittel des Preises des Rohschwefelskosten dürfe, um wirtschaftlich günstig benutzt werden zu können.

Man kann übrigens auch die Absorption der aus dem Kiesrösten folgenden Gase so leiten, daß eine für die Zellstoffbereitung geeignete Lösung erhalten wird. Darauf bezieht sich z. B. das Verfahren der *Metallurgischen Gesellschaft* in Frankfurt (D. R. P. 161017). Der Gewinnung reiner schwefliger Säure aus Kiesröstgasen stehen als Hindernisse die Anwesenheit von Flugstaub aus den Eisenoxyden und der Gehalt an Schwefelsäureanhydrid entgegen, welch letzteres insbesondere bei der Absorption durch Kalk lästiger Weise Gips erzeugt. Das genannte Verfahren versucht nun vor der Weiterverwendung der Schwefligsäure das Schwefelsäureanhydrid tunlichst zu entfernen, und zwar durch Waschen der Gase mit Wasser. Hierbei ist aber heißes Wasser deshalb wünschenswert, weil es nur wenig Schwefligsäure, welche ja für die Zellstoffkochung allein gebraucht wird, auflöst, also wenig Verlust verursacht. Um aber für das so benötigte heiße Wasser wenig Wärme aufwenden zu müssen, soll dessen Menge klein werden. Für die Entstaubung braucht man jedoch viel Wasser. Diesen entgegengesetzten Forderungen sucht man nach Fig. 22 gerecht zu werden. Der Turm *a* ist als Tellerturm ausgeführt. Die heißen Gase treten unten durch Rohr *b* ein und verlassen den Turm gereinigt oben bei *c*. Auf ihrem Wege begegnen sie dem herabrieselnden Wasser, welches oben durch eine Brause eingeleitet wird und vorerst mit den immerhin schon abgekühlten Gasen in Berührung tritt, wobei es aber doch allmälig etwas wärmer wird und auch etwas Schwefligsäure löst. So tropft es allmälig bis in den in der Mitte

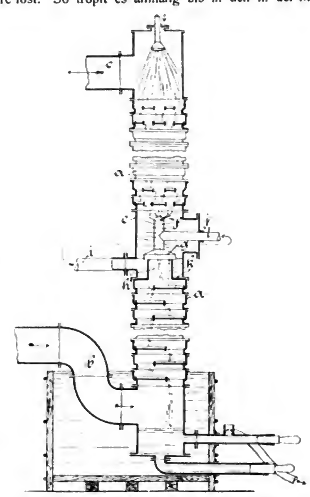


Fig. 22. Schwefligsäuregewinnung der metallurg. Gesellschaft.

eingefügten Zylinder *e*, welcher unten durch den Boden *k* abgeschlossen ist, aber doch durch den lotrechten Schacht *h* mit dem unteren Turmteil in Verbindung steht. Der auf *h* sitzende Schirm *g* ermöglicht einen Ueberlauf so, daß das Wasser von oben nicht unmittelbar in die untere Turmhälfte träufelt.

Aus dem solcherart im unteren Teile von *e* gebildeten Reservoir saugt eine in *i* eingeschaltete Pumpe das herabgekommene Wasser ab und spritzt es fein zerstäubt durch das Rohr *j* und die Brause *f* von neuem im oberen Teile aus, so daß aller Staub der aufsteigenden Gase niedergeschlagen wird.

Das weiter über den Schirm *g* abfließende Wasser kommt mit heißeren Gasen in Berührung und wird dadurch sehr warm. Dies kommt der Aufnahme der Schwefelsäure zugute, während die in dem kühleren, oberen Teile aufgenommene Schwefligsäure dadurch zum guten Teil wieder ausgetrieben wird, um so mehr, weil beabsichtigt ist, die oben zugeleitete Wassermenge so klein zu wählen, daß eine Erwärmung unten bis auf etwa 70° C stattfindet. So erreicht man, daß das unten, umhüllt von Kühlwasser in einem größeren Kasten durch ein Rohr ablaufende Waschwasser fast nur Schwefelsäure und Eisenoxydstaub enthält.

Um die *Sulfitlösung* mit der nach irgend einem Verfahren gewonnenen Schwefligsäure darzustellen, hat man bekanntlich Turm- und Kammerapparate. An letztere scheint ein Verfahren von *Drewsen* und *Parent* anzuschließen, bei dem Kalkmilch und Schwefligsäure an entgegengesetzt liegenden Teilen einer Trommel aus Holz

eingeleitet werden, während im Innern der Trommel ungemein rasch (mit 4—500 minutl. Umdreh.) Rührer sich drehen. Durch diese soll die Flüssigkeit im Trommelinnern derart verspritzt werden, daß eine große Absorptionsfläche dargeboten und in ungemein rascher Arbeit in ununterbrochenem Strome brauchbare Sulfitlauge erzielt werde.[7])

Drewsen versucht übrigens noch in anderer Weise, das Sulfitverfahren sparsamer zu gestalten (amerikan. Patent 730439). Es sollen nämlich die Späne schon vor der eigentlichen Kochung bei gewöhnlicher Temperatur mit Sulfit getränkt werden, und zwar soll hierfür Natrium- oder Magnesium-Monosulfit genügen, das neutral oder schwach alkalisch ist, also auch die Gefäßwände nicht angreift.

Die Vorschläge von Dr. *Hermann Rabe* in Berlin (D. R. P. 139234 und 140998) bezwecken im Turmsystem günstigere Laugenherstellung zu erreichen. Einerseits ist ein Flüssigkeitsverteiler vorgesehen, welcher jeden Teil des Turmquerschnittes mit entsprechender Wassermenge versorgt, andererseits ist eine sogenannte Temperiervorrichtung aus Rohren oder Doppelböden bestehend eingebaut, was die Turmtemperatur durch Luftkühlung ermäßigen soll.

Ein Ungeheuer scheint der Säureturm der neuen Sulfitstoff-Fabrik *„Battle Island Paper Co."* in Fulton (V. St. v. N. A.) zu sein. Der Turm ist 36 m hoch und mit 65 t Marmor gefüllt. Das Pumpwerk schöpft 14 cbm Wasser i. d. Minute. Die drei hierzu arbeitenden Kocher haben 15 m Höhe und 4,2 m Durchm.

Bekannt ist, daß Harz im Holz das Zellstoffkochen recht erschwert. *Höskins* (amerikan. Patent 770463) versucht dieser Schwierigkeit dadurch beizukommen, daß harzreiches Holz vor dem Zellstoffkochen durch Dampf in einem Behälter soweit erwärmt wird, daß die Terpene verflüchtigt, dann aufgefangen und kondensiert werden, während das Harz schmilzt und in diesem Zustande als Nebenprodukt zu gewinnen ist. Aber auch andere, bei der Zellstoffgewinnung unwillkommene Begleiter der Holzsubstanz, wie Gerbsäure, versucht man vorher zu entfernen. *Oma Carr* gibt hierfür (amerikan. Patent 762139) ein Verfahren für solche Hölzer an, welche sehr gerbstoffreich sind. Das in lange Späne geteilte Holz wird wiederholt zwischen schweren Walzen gequetscht, bis nur etwa 3—8 v. H. Gerbextrakt enthalten sind. Um auch diesen zu entfernen, wird das Holz ausgelaugt und schließlich in reinem heißem Wasser behandelt. Dann ist das Holz in üblicher Weise auf Zellstoff zu verkochen.

Wie sehr solche Holzbegleiter die Zellstoffkochung beeinflussen, mag etwa die Angabe dartun, daß mit Natronlösung gekochter Stoff (aus Pappel und Fichte) die Ablauge frisch ganz rosafarbig liefert; an der Luft wird sie jedoch sogleich tief schwarz.[8])

Sein kombiniertes Kochverfahren sucht *Willy Schacht*[9]) (D. R. P. 131108) dadurch zu vervollkommnen, daß er Schwefeldioxyd in kaustische Natronlaugen leitet, welche aus Soda, Rohsoda oder Regenerationsschmelzen erzielt werden.

Ganz eigentümlicherweise schlägt Frau *Küß* (franz. Patent 354092) vor, Alfa und ähnliche Pflanzen mit Petrolseife zu verkochen, um feinen, weißen Stoff zu gewinnen.

[7]) Papierzeitung 1904, S. 1387.

[8]) Vergl. Papierzeitung 1902, S. 1399.

[9]) Vergl. D. p. J. Bd. 317, S. 750.

(Fortsetzung folgt.)

Rauchverbrennung.

Das dauernde Interesse, das der Frage der Rauchverminderung nicht nur aus Fachkreisen, sondern auch von den durch die Rauchplage Betroffenen entgegengebracht wird, liegt zweifellos darin, daß es bisher eine allen Anforderungen genügende Rauchverbrennungseinrichtung nicht gab.

Die bekannt gewordenen und praktisch erprobten Einrichtungen zur Verhütung der Rauchplage haben den gehegten Erwartungen insofern nicht entsprochen, als sie entweder in der Konstruktion zu kompliziert waren, oder einer besonderen Wartung bedurften, oder sehr hohe Anschaffungs- oder auch häufige und reichliche Reparaturkosten erforderten.

Bei ganz allgemeiner Prüfung der Frage, welcher Rauchverhütungseinrichtung der Vorzug zu geben ist, wird zunächst zu untersuchen sein, in welcher Weise die angebotene Einrichtung die Rauchplage beseitigen soll und alsdann, ob sie geeignet erscheint, bei dem jeweiligen Betrieb den Rauch ganz oder annähernd ganz zu beseitigen, und die Nutzwirkung der Dampfkessel zu erhöhen oder mindestens nicht ungünstig zu beeinflussen. Hierbei muß vor allen Dingen berücksichtigt werden, daß die Verminderung der Rauchentwicklung fast ausschließlich durch Zuführung von Sekundärluft zum Feuerungsraum erreicht wird, und daß sowohl die Menge dieser Sekundärluft, wie auch deren Zuführung zeitlich und örtlich richtig und den jeweiligen Betriebsverhältnissen entsprechend gewählt werden muß. Wie wesentlich dieser Umstand ist, geht daraus hervor, daß die atmosphärische Luft nur 21 Teile Sauerstoff, aber 79 Teile Stickstoff enthält und letztere in der Feuerung mit erwärmt werden müssen, wodurch praktisch die Verluste vergrößert, sonst aber irgend welche Vorteile nicht erzielt werden.

Führt man sich nun den fortschreitenden Verbrennungsprozeß auf einem Planrost bei natürlichem Schornsteinzuge vor Augen, so ergibt sich schon, zu welchen Zeiten und in welcher Menge die Sekundärluft zweckmäßig in den Feuerungsraum eingeführt werden muß.

Nach jedesmaligem Beschicken des Rostes, d. h. nach jedesmaligem Aufwerfen von Kohle entweicht der letzteren naturgemäß die größte Menge Kohlenwasserstoffe, welche als Rauch aus dem Schornstein steigen. Der Grund hierfür liegt in dem Umstande, daß die Arbeit des Schornsteins infolge der auf den Rost gebrachten größeren Kohlenmenge erschwert wird und die durch den Rost und die höhere Kohlenschicht eintretende Primärluft gerade im Gegensatz zu dem Erfordernis geringer ist, als bei mehr oder ganz abgebranntem Feuer.

Mit dem zunehmenden Abbrand der frischen Kohlenschicht wird letztere niedriger, der Widerstand für den Luftdurchtritt geringer und der Zutritt der Primärluft durch den Rost wieder größer.

Hieraus geht hervor, daß eine Rauchverminderungseinrichtung jedesmal mit dem Augenblick der Beschickung des Rostes mit frischem Brennstoff in Tätigkeit treten, und dem Feuerungsraum Sekundärluft, also eine nicht durch den Rost, sondern von anderer Stelle eintretende Menge Luft, zuführen muß. Die zu dieser Zeit der Rostbeschickung eintretende Menge Sekundärluft muß aber durch die Rauchverbrennungseinrichtung auch regelbar und zwar entsprechend dem Abbrand der Kohlenschicht regelbar sein, damit die Zuführung des Sauerstoffes in demselben Ver-

hältnis abnimmt, wie die Entwicklung der Kohlenwasserstoffe geringer wird.

Bei vollkommen durchgebranntem Feuer muß der Zutritt der Sekundärluft ganz aufhören.

Soll also eine Rauchverhütungseinrichtung als zweckentsprechend bezeichnet werden, so muß sie nicht nur Sekundärluft zur richtigen Zeit und in richtiger Menge dem Feuerungsraum zuführen, sondern sie muß die Sekundärluft auch von der richtigen Stelle aus zuführen.

Sind die Ansichten der Fachleute und der beteiligten Interessenten über die beiden ersten Punkte gleich, so gehen sie über den dritten Punkt doch auseinander. Es

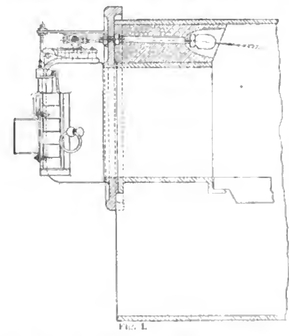


Fig. 1.

ist daher wohl ratsam, gerade über den strittigen Punkt die eingehenden praktischen Versuche einer durchaus unparteiischen und maßgebenden wissenschaftlichen Vereinigung als zutreffend anzusehen.

Der Verein für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung in Hamburg hat über seine langjährigen und eingehenden Versuche einen ausführlichen Bericht im Jahre 1906 herausgegeben, in dem er sich auch über die Frage der Sauerstoffzuführung bei Feuerungen und über die zweckmäßigste Stellung der Zuführung des Sauerstoffes auf Grund dieser Versuche äußert. In dem Bericht wird hervorgehoben, daß die Unterschiede sowohl hinsichtlich Rauchverminderung und Ausnutzung bei den verschiedenen Arten der Luftzufuhr zwar nicht groß sind, daß sich solche aber feststellen ließen und daß der am wenigsten geeignete Ort zur Zufuhr der Sekundärluft der Raum hinter der Feuerbrücke ist.

Die Luftzuführung von vorn, also durch die Feuertüre ist dagegen bei einer für möglichst gute Mischung Sorge tragenden Anordnung äußerst wirksam und läßt zweifellos die beste Kontrolle zu, weil man die regulierbaren Teile stets vor Augen hat.

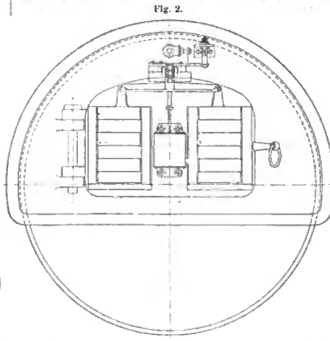
Hieraus ergibt sich, daß die praktischste und vorteilhafteste Stelle zur Einführung von Sekundärluft diejenige an der durchbrochenen Feuertür ist und soll deshalb eine derart wirkende konstruktiv sehr einfache Einrichtung hier näher besprochen werden.

Die in Fig. 1—3 veranschaulichte Einrichtung besteht lediglich aus einer schlitzartig durchbrochenen und gehäuseartig ausgebildeten Feuertür. Die schlitzartigen Durchbrechungen werden durch entsprechend bemessene Schieber bedeckt. Letztere sind untereinander fest verbunden und stehen mit einem gleichfalls an der Tür, und zwar oberhalb derselben befestigten Anschlaghebel und ferner mit einem zwischen den Schiebern angeordnetem Hemmwerk in Verbindung.

Die äußerst einfache aber zweckentsprechend durchgebildete Konstruktion wird bei jedesmaligem Beschicken des Rostes mit frischer Kohle vollständig selbsttätig betätigt. Sobald der Heizer die Tür öffnet, wird das Hemmwerk gelöst und durch gleichzeitiges Anheben der Schieber die in der vorderen Abschlußwand befindlichen Durchbrechungen für den Eintritt frischer Verbrennungluft freigegeben.

Vor allen Dingen ist bei der ganzen Einrichtung darauf Wert gelegt worden, daß der Heizer in keiner Weise

Fig. 2.



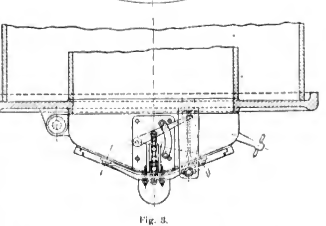


Fig. 3.

in Anspruch genommen oder belastet wird. Seine Arbeitsleistung bleibt die gleiche, ob der betreffende Kessel mit der Einrichtung versehen ist oder nicht.

Gleichzeitig ist aber auch Wert darauf gelegt, daß die durch die schlitzartigen Oeffnungen der Feuertür eintretende Sekundärluft nicht unmittelbar, also nicht unvorgewärmt, in den Feuerungsraum eintreten kann.

Es ist deshalb im Innern der gehäuseartig ausgebildeten Feuertür ein Hohlraum vorgesehen, welcher durch eine stumpfwinkelig, nach dem Feuerraum zu geneigte Zwischenwand begrenzt wird, und in dem die durchziehende Luft Wärme aufnimmt.

Die durch die Luftschlitze eintretende Sekundärluft gelangt also beim Oeffnen bezw. Schließen der Feuertür zunächst in den innerhalb des Türgehäuses befindlichen Hohlraum, wo die Vorwärmung erfolgt, und tritt alsdann durch die von der stumpfwinkelig angeordneten Zwischenplatte festgelegten Querschnitte mit erhöhter Geschwindigkeit und zweckentsprechend verteilt, in den Feuerungsraum über. Um nun einen stets gleichbleibenden, guten

Effekt der Kesselanlage zu gewährleisten, schließen die mit dem Hemmwerk verbundenen Schieberverschlüsse entsprechend dem fortschreitenden Verbrennungsprozeß auf dem Rost die Durchbrechungen in der vorderen Abschlußwand allmählich ab, indem die Schieber nach Schließen der Tür mit ihrem Eigengewicht auf das Hemmwerk drücken, welches aber nur ein allmähliches Herabrücken derselben gestattet. Die Geschwindigkeit läßt sich durch einfaches Verstellen der in den Hemmwerken befindlichen Flügelräder einstellen. Hierdurch hört selbst der geringste Luftzutritt durch die Tür auf, sobald die frisch aufgeworfene Kohle so weit durchgebrannt ist, daß eine Rauchbildung nicht mehr stattfindet.

Gleichzeitig mit der eintretenden vorgewärmten Sekundärluft wird auch oberhalb der Feuertür Dampf in Gestalt eines zarten Dampfschleiers in die Feuerung eingeführt. Wie aus Fig. 1 ersichtlich, sprüht dieser Dampfschleier über die frisch aufgeworfene Kohlenmenge, bewirkt eine noch bessere Mischung der eintretenden Sekundärluft mit den schweren Kohlenwasserstoffen, ferner eine bessere

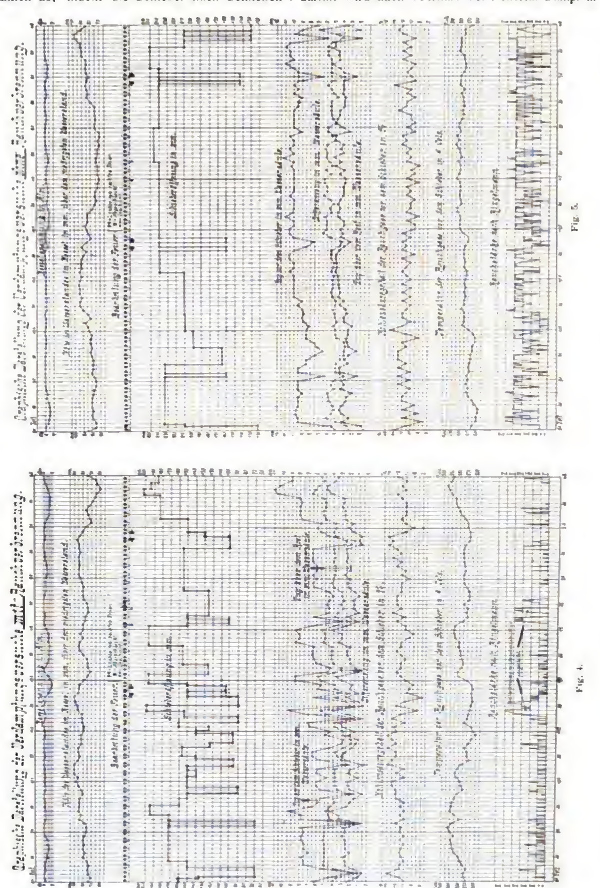


Fig. 5.

Fig. 4.

Luftzuführung nach dem Feuerungsraum und endlich eine Erhöhung der Verbrennungstemperatur im Feuerungsraum.

Die vorgenannten, zur Erzielung einer wirklich guten Rauchverbrennungseinrichtung berücksichtigten Momente sind längst bekannt und ihnen ist auch schon von vielen Feuerungstechnikern durch die verschiedenartigsten Konstruktionen Rechnung getragen, jedoch liegt der Wert der hier besprochenen Einrichtung, wie bereits vorerwähnt, in der Einfachheit der Konstruktion. Irgendwelche Gestänge, Hebelübersetzungen, Oelzylinder usw. kommen nicht zur Anwendung, sondern nur ein Hemmwerk, welches direkt an der Tür befestigt und so ausgebildet ist, daß die an der Tür auftretenden Temperaturschwankungen auf dasselbe ohne Einfluß sind. Es bleibt noch zu erwähnen, daß die ganze Form der Feuertür in keinem Falle dem Heizer bei der Bedienung des Kessels hinderlich wird. Da auch die Montage, wie aus den vorstehenden Figuren ersichtlich, sehr einfach ist, so dürften die Anschaffungskosten auch wohl für die ganze Einrichtung nicht gerade hoch sein.

Mit der Einrichtung sind auf den Berliner Städtischen Wasserwerken in Lichtenberg amtlich Vergleichsversuche angestellt und diese, als auch die bei einer Reihe Industriefirmen erzielten Ergebnisse haben einen durchschlagenden Erfolg in bezug auf Wirkung und Nutzeffekt ergeben.

Die während der amtlichen Versuche gemachten Aufzeichnungen sind aus den Diagrammen (Fig. 4 u. 5) ersichtlich und dadurch ganz besonders interessant, daß sie in ihrem Zusammenhang ein klares Bild über die Rauchverminderung, wie auch über die Vorgänge im Kessel während der Versuche ergeben.

Die Apparate werden geliefert von der Firma *Müller & Korte* in Pankow bei Berlin.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Torsionskraftmesser. (*Denny* und *Hamilton Gibson.*) Seit Einführung der Schiffsturbinen, bei denen man die Leistung nicht mittels Indikatoren messen kann, hat das Bedürfnis nach einem Mittel zur Bestimmung der an die Schraubenwelle abgegebenen Leistung zu mehreren Lösungen dieser Aufgabe geführt, welche alle darauf beruhen, die Verdrehung der Welle über eine gewisse Länge zu bestimmen und aus dieser die übertragene Kraft zu berechnen.

Bei den beiden obengenannten Anordnungen werden zwei Scheiben in einem möglichst großen Abstand voneinander auf der Welle befestigt und deren Verdrehung gegeneinander bestimmt. Bei dem Apparat von *Denny-Johnson* (s. D. p. J. 1906, Bd. 321, S. 79) geschieht dies auf elektrischem Wege.

Bei dem zweiten Apparat („*Flashlight*"-Kraftmesser) haben die dünnen Scheiben nahe ihrem Umfange einen schmalen Schlitz. Eine Lampe, welche, ausgenommen eines ebensolchen Schlitzes abgeblendet ist, und ein Torsionssucher vervollständigen die Einrichtung. Befinden die vier Schlitze sich in der gleichen Radialebene, so sieht man beim Durchblicken durch das Okular des Torsionssuchers bei jeder Umdrehung einmal das Licht der Lampe. Sobald die Welle Kraft überträgt, werden die Scheiben durch die Torsion gegeneinander verdreht. Man verstellt nun die Scheibe, bei welcher der Sucher aufgestellt ist, so lange bis die Schlitze wieder in der gleichen Radialebene liegen und das Licht also wieder wahrgenommen wird. Die Größe der Verstellung gibt das Grundmaß für die Berechnung der Verdrehung.

Bei Turbinenanlagen braucht man wegen des gleichmäßigen Drehmomentes die Torsion nur an einem beliebigen Umdrehungswinkel zu bestimmen. Bei Kolbenmaschinen dagegen muß die Berechnung für mehrere Winkel erfolgen. Um diesen Zweck zu erreichen, werden die Scheiben statt mit einem mit mehreren Schlitzen versehen, welche spiralförmig angeordnet sind. Die Zahl dieser Schlitze kommt überein mit der Anzahl der Winkel, für welche man die Torsion bestimmen will. Der äußerste Schlitz mag z. B. dazu dienen, die Torsion zu bestimmen für die obere Totlage der Hochdruckkurbel usw. Das Licht und der Torsionssucher müssen radial verschoben werden, um jedesmal mit einem Paar Schlitze der rotierenden Scheibe übereinzustimmen. (The Engineer 1907, S. 312—313.)

Ky.

Bauwesen.

Die Dampfkraft-, Heizungs- und Lüftungsanlagen des Hotels St. Regis in New York City. (*Ohmes.*) Zu beheizen sind 17 Stockwerke durch Dampfluftheizung bei schwieriger Anordnung der in Amerika allgemein in Blech ausgeführten Kanäle und möglichst wenig Raumaufwand. Es wurden vier Heizzentralen eingerichtet, je eine im dritten Untergeschoß, im dritten, siebenten und zwölften Stockwerk. Bei allen maschinellen Einrichtungen ist zur Vermeidung von Betriebsstörungen eine Reserve vorgesehen. Die Kesselanlage besteht aus vier *Heine*-Wasserrohrdampfkesseln von je 335 qm Heizfläche, 5,57 qm Rostfläche und 7,9 at Ueberdruck. (Verfeuert wird feine Anthrazitkohle von 5—10 mm Korngröße, wovon 1000 kg frei in den Bunker geliefert 10,90 M. kosten.) Der 92 m hohe Schornstein erzeugt an seinem Fuße einen Zug von 22 bis 25 mm Wassersäule. Im Februar 1906 wurden täglich durchschnittlich 22 100 kg Wasser von 96 ° C, verdampft, wobei jeweils drei Kessel im Betrieb sind. Der höchste Dampfverbrauch für die Dynamos ist abends, für die Aufzüge morgens für die Küche spät nachmittags; der Ammoniakkompressor wird jeweils in Zeiten geringeren Dampfverbrauchs in Betrieb genommen. Der tägliche Kohlenverbrauch betrug alsdann 35 100 kg. Zum Rückpumpen des Heizungskondenswassers dienen drei *Worthington*-Duplexpumpen 191 × 137 × 152 (= Dampfzylinderdurchm. × Wasserkolbendurchm. × Hub der Pumpe in mm); eine gleiche Pumpe sowie zwei Injektoren sind Kesselspeisevorrichtungen. Das Hochdruckdampfkondenswasser aus Küche, Wäscherei usw. befördern zwei *Worthington*-Duplexpumpen 152 × 102 × 152 in den Kessel zurück, eine gleiche Pumpe das ölige Kondenswasser der Abdampfleitungen, Oelabscheider usw. in das Siel. Der Dampfverbrauch für die genannten Pumpen beträgt ungefähr 300 kg i. d. Stunde. Das Speisewasser wird vorgewärmt und in Filtern gereinigt. Die Hochdruckdampfleitungen sind teilweise doppelt, — mit Reservesträngen —, ausgeführt. Zur selbsttätigen Heizregulierung dienen zwei Duplexluftkompressoren 127 × 102 × 127, welche ungefähr 125 kg Dampf i. d. Stunde verbrauchen. Zwei Dampfdynamos von je 200 KW und zwei von je 300 KW erzeugen Gleichstrom von 119 Volt, welche für das Hausklingelsystem und die Feuermelder durch sogen. Motorgeneratoren auf 21 Volt reduziert werden. Der tägliche Verbrauch im Februar war 5400 KW, was einem Dampfverbrauch von ungefähr 3650 kg i. d. Stunde entspricht. Für die Hotelgäste sind vier hydraulische Aufzüge und für die Bedienung deren zwei vorgesehen; in den Untergeschossen befinden sich für Betriebszwecke vier weitere Aufzüge, für welche das Druckwasser in drei Verbund-*Worthington*-Duplexpumpen 355 × 508 × 279 × 381 geliefert wird. Außerdem laufen acht elektrisch betriebene Speiseaufzüge. Der Dampfverbrauch für die Aufzüge beträgt ungefähr 3650 kg i. d. Stunde. Das Oeffnen der Türen in jedem Stockwerk geschieht mit Luftdruck und wird durch einen am Boden

der Kabine befindlichen Knopf betätigt. Der Luftdruck wird in zwei *Westinghouse*-Luftkompressoren 241 × 241 × 203 erzeugt. Für die oberen Stockwerke wird das kalte und warme Wasser mit zwei *Worthington*-Duplexpumpen 356 × 177 × 254 (Dampfverbrauch ungefähr = 373 kg i. d. Stunde) in Gefäße gefördert, welche sich im 19. Stockwerk befinden. Im dritten Untergeschoß ist ein großer Druckwindkessel zum Druckausgleich aufgestellt; in allen unteren Stockwerken sind in den Wasserleitungen Reduzierventile auf 4 at vorgesehen. Stündlich können 20 cbm Wasser in von Messingrohrschlangen durchzogenen Heißwasserkesseln von 15° auf 80° C mit Abdampf verändert werden. Von den Behörden wird auch eine besondere Feuerpumpe (*Worthington*-Duplex 356 × 190 × 254) vorgeschrieben. Im dritten Untergeschoß, welches auf Teer und Dachfilz wasserdicht aufgeführt ist, sammelt sich zwischen dem Dichtungsmaterial und Granit Wasser, zu dessen Beseitigung zwei *Worthington*-Duplexpumpen 190 × 152 × 254 vorhanden sind. Die Kühlung der vielen Kühlschränke geschieht mit Salzwasserrohrschlangen durch zwei *de la Vergne*-Ammoniak-Kompressoren, deren jeder stündlich 150 000 WE leistet. Das Salzwasser wird durch zwei Niederdruckpumpen 203 × 177 × 305 *Worthington*-Duplex- und zwei Hochdruckpumpen 152 × 102 × 152 derselben Konstruktion in Umlauf gesetzt. Der Ammoniakkompressor hat einen größten stündlichen Dampfverbrauch von ungefähr 715 kg, die Niederdrucksalzwasserpumpen von 180 kg und die Hochdruckpumpe von 35 kg. Zwei Dampfluftkompressoren dienen zum Betrieb der Rohrpost, zwei Vakuumpumpen zu dem der Reinigungsanlage, sechs *Westinghouse*-Luftkompressoren, um die Abwässer der Küche usw. aus den Untergeschossen in das höher gelegene Siel heraufzudrücken. Zwei Dampfluftkompressoren besorgen das Abblasen der Flugasche von den Röhren der Dampfkessel. Mehrere Elektromotoren dienen zum Antrieb der Waschmaschinen, der mechanischen Reparaturwerkstätte, der Kaffeemühlen, der Vorrichtungen zum Reinigen des Silbers und des Porzellans, zum Herstellen von Eis, Selterswasser usw. Das Personal für die Maschinenanlage besteht aus einem Betriebsingenieur und ungefähr 60 Mann. Angestellte Untersuchungen zeigen, daß die Verwertung des Abdampfes zu Heizzwecken bei Anlagen mit ununterbrochenen Betrieb besonders rationell ist.

Für die unteren fünf Stockwerke ist Pulsionsventilation, für 17 Stockwerke Dampfluftheizung und für 21 Stockwerke sind Luftabzugsschächte vorgesehen. Zur Verwendung kommen insgesamt 14 Zentrifugalbläser und 7 *Blackman*-Bläser. Sämtliche Heizungs- und Luftknäle sind aus Eisenblech konstruiert. Die Einführung der Zugluft in die Räume geschieht stets nahe der Decken. Der Luftwechsel ist namentlich in den Untergeschossen sehr stark; dort sind verschiedene Räume, die weder Fenster noch direkte Lufteinlässe haben und keiner Heizvorrichtung bedürfen, in denen ungefähr der zehnfache Luftwechsel i. d. Stunde stattfindet. Das St. Regis-Hotel ist das höchste mit Dampfluft beheizte Gebäude. Die Heizung von 200 Zimmern wird automatisch mit dem *Johnson*-System reguliert, wobei die Einströmung der Heizluft je nach Bedarf geregelt wird. Die Bläser im dritten, siebenten und zwölften Stockwerk sind sehr groß bemessen, damit sie nur langsam laufen und kein Geräusch verursachen. Für jeden Motor ist ein Reservemotor vorhanden. Jede Heizkammer der vier Zentralen hat 174 qm Heizfläche bestehend aus 18 im Zickzack versetzten 1 Zoll-Röhren. Die Verteilung der Zentralen ist so erfolgt, daß die unteren Stockwerke mehr Heizfläche erhalten als die oberen, was die Erfahrung als richtig bestätigt hat. (Gesundheitsingenieur 1907, S. 117—127.) *Z.*

Eisenbeton.

Schubwirkung von Eisenbetonträgern. (*Mörsch.*) Um die Berechnungsvorschriften über Schub- und Haftspannungen zu prüfen, sind 12 Balken geprüft, die derartig hergerichtet waren, daß die Wirkung der Biegungsspannungen zurücktrat und die Zerstörung durch die Schub- und Haftbeanspruchungen zu erwarten war.

Die Versuche zerfallen in drei Gruppen:

1. Mit gleichmäßig verteilter Belastung (sechs Balken),
2. mit zwei Einzellasten in den Drittelpunkten der Spannweiten (drei Balken),
3. mit einer Einzellast in der Mitte (drei Balken).

Jeder Versuchsträger bestand aus zwei Rippen von 25 cm Höhe und verschiedener Breite im Abstand von 1,2 m und einer über die Rippen weglaufenden Platte von 10 cm Stärke und 240 cm Breite. Die Stützweite betrug 2,7 m.

Bei sämtlichen Balken waren die Eiseneinlagen in der Mitte derselben gleich angeordnet. In bezug auf den Zustand der Eisen lassen sich jedoch folgende Gruppen bilden:

1. Balken mit nur geraden Eisen.
2. Balken mit teils geraden, teils in der Nähe der Auflager unter einem Winkel von 45° nach oben aufgebogenen Eisen (trajektorienförmige Anordnung),
3. Balken mit teils geraden, teils von den Drittelpunkten der Spannweite flach nach oben aufgebogenen Eisen (hängewerkartige Anordnnng).

Bei einem Balken wurden amerikanische Knoteneisen verwendet. Die Enden der meisten Rundeisen wurden kurz umgebogen. Vertikalbügel wurden teils gar nicht, teils nur in einer Balkenhälfte, teils im ganzen Balken eingelegt.

Die Versuche hatten folgende Ergebnisse: Bei Plattenbalken sind die unter einem Winkel von 45° aufgebogenen Eisen besonders wichtig, weil sie die am Auflager entstehenden schiefen Hauptzugspannungen aufnehmen. Die Anordnung mit flacher hängewerkartiger Aufbiegung ist weniger gut. Nur gerade Eisen genügen nicht, da sie das Eintreten schiefer Risse, welche eine Folge jener Hauptzugspannungen sind, nicht hindern können.

Besonders wichtig ist bei den geraden Eisen das Umbiegen der Enden, weil hierdurch die Haftfähigkeit des Betons am Eisen wesentlich unterstützt wird. Durch dieses einfache Mittel wurde die Bruchfestigkeit der Balken bedeutend erhöht. Die amerikanischen Knoteneisen haben sich vor den Bauweisen mit glatten Rundeisen nicht besonders bewährt, da die Knoten der Eisen den Beton zersprengen.

Die senkrechten Bügel nehmen einen Teil der wagerechten Betonschubspannungen auf.

Bei der Anordnung von steil aufgebogenen Eisen sind die Bügel für diesen Zweck entbehrlich. Da sie aber den Beton des Steges einschnüren und diesen mit der Platte wirksam verbinden, so erhöhen sie mittelbar die Festigkeit der Plattenbalken. Der Bruch der nur einseitig mit Bügeln versehenen Balken erfolgte daher stets auf der bügelfreien Seite. Bei den Versuchen mit Einzellasten erfolgte der Bruch in der Balkenmitte durch Ueberwindung der Normalspannungen, wobei die Spannung des Eisens weit über dessen Streckgrenze hinausging.

Die Theorie der Zunahme der Dehnbarkeit des Betons durch die Eiseneinlagen nach *Considère* wurde durch diese Versuche nicht bestätigt. (Deutsche Bauzeitung 1907, S. 207 bis 212, 223—227, 241—243., Schweizerische Bauzeitung 1907, S. 198—202.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Königsbrücke in Düsseldorf. (*Möller.*) Diese Brücke ist als Dreigelenkbogen in Eisenbeton ausgeführt. Die Spannweite beträgt 16 m, das Pfeilverhältnis ist 1 : 15. Da drei Gelenke vorhanden sind, so ist die Lage der Drucklinie bestimmt. Dieselbe tritt auf der Unterseite aus dem Gewölbe heraus, so daß auf der Oberseite desselben große Zugspannungen entstehen müssen, deren Aufnahme Eiseneinlagen erfordern.

Um die Zugeisen besser ausnutzen zu können, vergrößert *Möller* den Hebelarm der inneren Kräfte dadurch, daß er auf dem Gewölberücken Verstärkungsrippen anordnet, in welchen in der Nähe der Oberkante Eiseneinlagen angeordnet sind.

Die Höhe der Rippen, deren Oberseite unter der Fahrbahn

abschneidet, wächst vom Scheitel bis zum Kämpfer, so daß entsprechend auch der Hebelarm der inneren Kräfte wächst, in Uebereinstimmung mit der Zunahme der aufzunehmenden Biegungsspannungen. Die Entfernung der Rippen ist 1 m, ihre Breite 0.3 m.

Die Eiseneinlagen in jeder Rippe sind als Eisenfachwerkbogen mit Scheitelgelenk ausgebildet. Der Obergurt wird von zwei Winkeleisen, der Untergurt und die Vertikalen werden von einem Winkeleisen, dagegen die Diagonalen von einem Flacheisen gebildet. Der Obergurt dieses Fachwerkbogens ist die erforderliche Zugeiseneinlage, während die übrigen Stäbe zur Aussteifung und zur Verbindung der Rippe mit dem Betonbogen dienen.

Der Obergurt ist über das Fachwerk hinaus verlängert und im Kämpferbeton durch aufgenietete Winkeleisen verankert.

Im Scheitel des Eisenfachwerkes befindet sich ein Gelenkbolzen, welcher mit dem Scheitelgelenk des Betonbogens in Verbindung gebracht ist. Die Kämpfer- und Scheitelgelenke des Betonbogens sind durch Bleiplatten gebildet.

Die Bogenstärken sind im Scheitel 45 cm, am Kämpfer 53 cm.

Der zwischen den Rippen frei bleibende Raum ist bis zur Oberkante derselben mit Erde angefüllt; hierüber befindet sich die Fahrbahnkonstruktion aus Stampfasphalt. (Deutsche Bauzeitung 1907, S. 25 und 26.) Dr.-Ing. *Weiske.*

Lokomotivbau.

$2 \times {}^2/_2$ gekuppelte Schmalspurlokomotive hat *A. Barclay & Comp.*, Kilmarnock, England, für 750 mm Spurweite nach Griechenland geliefert. Diese Lokomotive muß große Zugkraft besitzen, für leichten Oberbau geeignet sein und scharfe Krümmungen durchfahren können. Zwei zweiachsige Drehgestelle tragen den Rahmen, an jedem derselben sind zwei außenliegende Dampfzylinder angebracht. Der Dampfkessel, gewöhnlicher Bauart, ist mit seinem Langkessel über dem Vorderdrehgestell angebracht, die Feuerkiste kommt dadurch zwischen den beiden Drehgestellen zu liegen. Die Dampfzuleitungen zu den vier Zylindern besitzen, um den Bewegungen der Drehgestelle folgen zu können, Kugelgelenke. Der Abdampf der beiden Zylinder am Vorderdrehgestell wird in die Rauchkammer geleitet, der Abdampf der Zylinder des Hinterdrehgestells geht aber durch eine eigene Rohrleitung in einen Kamin, der sich zwischen Kohlen- und Wasserbehälter befindet. Der Führerstand, Kohlen- und Wasserraum befinden sich über dem hinteren Drehgestell. Die Puffer der Lokomotive sind hier nicht wie gewöhnlich am Rahmen, sondern an den Drehgestellen angebracht. Die Zylinder haben 225 mm Durchm. und 375 mm Hub, sie besitzen *Walschaert*-Steuerung. Die Hauptabmessungen dieser bemerkenswerten Lokomotive sind: Gesamte Heizfläche 47,2 qm, Rostfläche 0,8 qm, Kesselüberdruck 11 at, Raddurchm. 622 mm, Wasservorrat 3 cbm, Dienstgewicht 30 t. (Engineering 1907, S. 482.) *W.*

Pumpen.

Die Wirkung von Leitvorrichtungen bei Zentrifugalpumpen und Gebläsen. (*W. Grun.*) Die durch praktische Versuche nachgewiesene vorteilhafte Wirkung der Leitvorrichtungen bei Zentrifugalpumpen begründet der Verfasser auf wissenschaftlichem Wege.

1. *Diffuser.* Als solcher wird ein das Laufrad umgebender in radialer Richtung allmählich erweiterter Ringraum bezeichnet mit den Radien r_1 und r_2, den Geschwindigkeiten c_1 und c_2 und den Pressungen p_1 und p_2. Die Komponenten von c_1 in radialer und tangentialer Richtung seien c_{r_1} und c_{t_1}, von c_2 ähnlich c_{r_2} und c_{t_2}; ferner sei v das spezif. Volumen der Flüssigkeit, so daß $v = \frac{1}{\gamma}$. Dann ergibt sich allgemein die Drucksteigerung im Diffuser zu

$$\int_{r_1}^{r_2} v\, dp = \frac{1}{2g}\left[(1-\zeta)\, c^2_1 - c^2_{t_1}\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 - c^2_{r_2}\right] \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

oder für Wasser

$$\frac{1}{\gamma}(p_2 - p_1) = \frac{1}{2g}\left[(1-\zeta)\, c^2_1 - c^2_{t_1}\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 - c^2_{r_2}\right] \quad . \quad 1a)$$

Bezeichnet ferner a die radiale Komponente, die c_1 bei unveränderter Größe und Richtung im Endpunkt des Radius r_2 haben würde, so wird aus Gleichung 1

$$\int_{r_1}^{r_2} v\, dp = \frac{1}{2g}\,(a^2 - \zeta\, c^2_1 - c^2_{r_2}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Bei großem Austrittsquerschnitt des Diffusers wird c_{r_2} sehr klein und bei Annahme verlustfreier Geschwindigkeitsumsetzung $\zeta c^2_1 = 0$, folglich ist die größtmögliche Drucksteigerung

$$\int_{r_1}^{r_2} v\, dp = \frac{a^2}{2g},$$

d. h. von der beim Austritt aus dem Laufrade vorhandenen Geschwindigkeitsenergie $\frac{c^2_1}{2g}$ kann nur der der Komponente a entsprechende Teil $\frac{a^2}{2g}$ in Druck umgesetzt werden. — In Gleichung 2 ist $\zeta = 0{,}1 - 0{,}25$ je nach der Beschaffenheit der Diffuserwände und c_{r_2} ergibt sich aus dem Gewicht G der sekundl. Liefermenge und dem Austrittsquerschnitt F_2 zu

$$c_{r_2} = \frac{G \cdot v_2}{F_2},$$

wobei v_2 das spez. Volumen in F_2 bedeutet.

Vorstehende Gleichungen gelten nur für parallele, zur Drehachse senkrechte Diffuserwände. Bei trichterförmig nach außen erweiterten Wänden muß für c_{r_2} die radiale Komponente c_{k_2} von c_2 tangential an den Stromfaden eingesetzt werden, so daß Gleichung 1 übergeht in

$$\int_{r_1}^{r_2} v\, dp = \frac{1}{2g}\left[(1-\zeta)\, c^2_1 - c^2_{t_1}\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 - c^2_{k_2}\right] \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

Man erhält für die Praxis genügend genaue Resultate, wenn c_{k_2} konstant angenommen, also in gleicher Weise wie vorhin c_{r_2} bestimmt wird. — Soll bei gutem Wirkungsgrade der Pumpe der Diffuser günstig wirken, so muß $\frac{r_1}{r_2}$ möglichst klein sein; dies führt zu großen radialen Abmessungen der Pumpe.

2. *Das Spiralrohr.* Nur unter der Annahme, daß die Niveaulinien konzentrische Kreise sind, bestimmt sich auch hier die Druckzunahme nach den oben angegebenen Gleichungen. Nach Prof. *Weber*-Hannover ist dies nur möglich bei einer Gestaltung des Spiralrohres nach Fig. 1, die Abmessungen werden aber groß. Der geringe Wirkungsgrad der Zentrifugalpumpen ohne Diffuser und Leitrad mit in tangentialer Richtung erweitertem Spiralrohr rührt von den dann unvermeidlichen Wirbelbildungen im Spiralrohr her. Besser erfolgt die Geschwindigkeitsumsetzung in einem konisch erweiterten Druckstutzen.

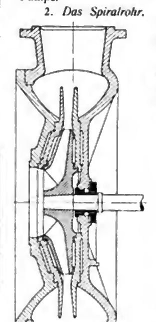


Fig. 2.

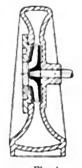


Fig. 1.

3. *Das Schaufelleitrad.* In diesem ist die Drucksteigerung

$$\int v\, dp = \frac{1}{2g}\left[(1-\zeta)\, c^2_1 - c^2_2\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Mit Gleichung 1 verglichen zeigt Gleichung 4, daß das Leitrad grundsätzlich anders als der Diffuser wirkt und für

die Umsetzung der Geschwindigkeit in Druck günstigere Bahnen erzwingt.

Bei verunreinigtem Wasser kann man kein Leitrad verwenden; ein günstig wirkender Diffuser verlangt aber große radiale Abmessungen. Fig. 2 zeigt eine Zentrifugalpumpe mit praktisch angeordnetem Diffuser ohne Spiralrohr der *Carlshütte A.-G.* in Altwasser i. Schl. (D. R. G. M.), ausgeführt für Kohlenförderung mittels Wassers; bei einem Kohlengehalt von 20 v. H. war der Wirkungsgrad 70 v. H. (Z. d. Ver. d. Ing. 1907, S. 543—548.) *K.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Sandstreuer für Straßenbahnwagen (*Mallins.*) Die Verbesserung besteht in der Verdopplung der Sandstreuapparate an jedem Ende des Wagens. Für gewöhnlich wird durch einen Fußhebel nur einer von ihnen angestellt, der die übliche Menge Sand liefert. In Gefahrfällen wird durch tieferes Herabdrücken des Fußhebels auch der zweite, einen größeren Strom Sand abgebende Sandstreuer geöffnet. Außer den in der Fahrtrichtung vorn liegenden Sandstreuern kann der Wagenführer auch die am anderen Ende des Wagens befindlichen Sandstreuer anstellen und so die Bremswirkung verstärken, falls der Wagen rückwärts ein Gefälle hinabläuft. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von etwa 19 km/Std. wurde ein Wagen mit dem Gefahrsandstreuer auf 2,7 m, mit dem gewöhnlichen Sandstreuer dagegen erst auf 14—18 m zum Stillstand gebracht. Infolgedessen sind 50 Wagen in *Liverpool* bereits in dieser Weise ausgerüstet worden. (The Electrician 1906/07, S. 1019 bis 1020.) *Pr.*

Wasserbau.

Erfahrungen mit Flußeisen für Uferbefestigungen. (*Richter.*) Zum Ausbau des Innenhafens von Königsberg in Pr. müssen mehrere tausend Meter Uferbefestigungen des Pregelstroms erneuert werden. Auf den Seeschiffahrtsstrecken hat man Ufermauern aus Stampfbeton mit Klinkerverblendung auf Holzpfahlrosten erbaut, die sich gut bewähren, die Kosten betragen etwa 1500 M. f. d. lfd. m. Für die Binnenschiffahrtsstrecken wurden als Uferbefestigung leichtere Bollwerke aus aufgeständertem Eisenfachwerk auf verankerter Spundwand errichtet. Die Ausfachung geschieht durch schwedische gelbe Klinker mit Bandeiseneinlage, Anker und Eisenständerwerk sind verzinkt. Die Kosten betragen nur etwa 700 M. für 1 m Uferlänge. Die Verankerung der in Höhe des Niedrigwassers abgeschnittenen Spundwand erfolgt nach dem Lande zu durch etwa 11 m lange wagerechte Anker von 52 und 56 mm starkem Flußeisen, die durch Spannschlösser nachspannbar sind, und schräge nachspannbare Streben von 26 mm Stärke, die die Eisenfachwerkwand stützen. Das Material hatte 36—37 kg/qmm Festigkeit und 22—30 v. H. Dehnung. Nachdem ein großer Teil der Anker eingebaut war, trat durch eine zufällige Entdeckung starke Brüchigkeit des Materials in Erscheinung, die auf zu hohen Phosphorgehalt in der Kernzone (0,06 bis 0,096 v. H., an einigen Stellen sogar bis 0,14 v. H.) zurückgeführt wurde. Sodann traten Brüche infolge unvollkommener Schweißung auf. Zerreißproben aus dem Innern der Schweißstellen zeigten ungleiche Festigkeit von 7,9—28 kg/qmm. Sämtliche eingebauten Anker wurden daher mittels einer mit Manometern versehenen Druckwasserpresse von 50 t Tragfähigkeit nachgeprüft und mit 1500 kg/qcm belastet. Die Erfahrungen mit diesen Ankern zeigen, daß die Schweißstellen niemals ebenso zuverlässig sind, wie das ungeschweißte Material und daß für den vorliegenden Zweck sich die Verwendung von Schweißeisen anstatt Flußeisen empfohlen haben würde. (Zentralblatt der Bauverwaltung 1907, S. 214—216.) *S.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftanlage Kardaun. (*Stamm.*) Die 1901 in Betrieb genommene Wasserkraftanlage ist mit einer Trinkwasseranlage für die Gemeinde Zwölfmalgreien bei Bozen vereinigt. Durch ein 60 m langes gemauertes Wehr werden dem Eggentalerbach 600—1000 l/Sek entnommen; das Wasser gelangt durch fünf Einläufe in die Wasserfassung aus Beton, an welche der 3403 m lange Stollen (in Porphyr, größtenteils nicht ausgemauert) unmittelbar anschließt. Der Stollen mit 1 qm Querschnitt, 1,5 ‰ Gefälle und 1,5 m/Sek. Wassergeschwindigkeit mündet in das Wasserschloß aus Beton, von welchem die 416 m lange Druckleitung (900 mm Durchm.) zum Kraftwerk führt. Das Bruttogefälle beträgt 212 m, das Nettogefälle 210 m, die größte Wassergeschwindigkeit 1,42 m/Sek. Das Maschinenhaus enthält vorläufig drei Maschinensätze von je 500 PS, Platz für zwei weitere ist vorgesehen. Die Turbinen von *Rüsch* in Dornbirn sind *Pelton*-Turbinen mit Zelleneinlauf für je 500 PS bei 226 l/Sek., 210 m Gefälle und 500 Uml./Min. Wirkungsgrad bei voller Beaufschlagung mit 80 v. H. garantiert. Die Schaufeln aus Deltametall können ausgewechselt werden. Außer der selbsttätigen Regulierung ist noch eine Handregulierung vorgesehen. Bei den Abnahmeversuchen wurde der Wirkungsgrad der Turbinengeneratorgruppe zu 73,6 v. H. ermittelt (garantiert 72 v. H.) bei einem Turbinenwirkungsgrad von etwas über 80 v. H. (Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen, S. 149—155 und S. 169 bis 171.) *A. M.*

Bücherschau.

Dynamische Vorgänge beim Anlauf von Maschinen mit besonderer Berücksichtigung von Hebemaschinen von Dr.-Ing. *Carl Pfleiderer.* Stuttgart 1906. Konrad Wittwer.

Zweck der Arbeit ist, über die Beanspruchung der Triebwerke und Gerüste von Kranen während der Anlaufperiode Klarheit zu schaffen.

Der Verfasser geht davon aus, daß er für ein System starrer Massen, die durch masselose elastische Zwischenglieder verbunden sind, die Bewegungsgesetze aufstellt. Es zeigt sich, daß beim Angriff einer Kraft die Bewegung, wie auch die Beanspruchung der Zwischenglieder, in Schwingungen verläuft. Die Beanspruchung ändert sich nach Kosinuslinien und kann im äussersten Falle zwischen dem Werte 0 und dem doppelten der Antriebskraft schwanken, aber nicht negativ werden.

Bei Kranen wird die Entstehung von Schwingungen in erster Linie durch die Elastizität der Triebwerkswellen, die nahezu masselose Zwischenglieder bilden, daneben durch das Pendeln der Last beim Anfahren von Katze und Krangerüst, sowie durch die Nachgiebigkeit des Gerüstes ermöglicht.

An einem ausgeführten Werkstättenlaufkran weist der Verfasser zahlenmäßig nach, daß der Einfluß der Anlaufschwingungen auf die Beanspruchung des Hubwerkes verhältnismäßig gering ist, daß jedoch die Fahrtriebwerke von Katze und Kran ungefähr die $2^1/_2$ bezw. 4fache Anstrengung des Beharrungszustandes auszuhalten haben.

Die genaue Untersuchung der Vorgänge erfordert außerordentlich umfangreiche Rechnungen und wäre daher auf dem Konstruktionsbureau nur in Ausnahmefällen durchzuführen. Doch ergibt sich aus der Beispielsrechnung, daß gewisse vereinfachende Annahmen zulässig sind, mit deren Hilfe für die Größtwerte der Antriebsmomente Formeln aufgestellt werden, die jeder Konstrukteur bequem handhaben kann.

Der Beispielsrechnung liegt die Annahme einer Anfahrzeit von vier Sekunden mit konstanter Beschleunigung zugrunde. Diese Annahme ist willkürlich und macht die errechneten Zahlen unsicher.

Im übrigen ist die Arbeit als ein sehr wertvoller Beitrag zur Aufhellung des dunklen Grenzgebietes zwischen Elastizitätstheorie und praktischem Maschinenbau anzusehen und darf jedem wissenschaftlich arbeitenden Konstrukteur — nicht nur dem Kranspezialisten — zur Beachtung empfohlen werden.

Georg v. Hanffstengel, Stuttgart.

DINGLERS

POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 27. **Berlin, 6. Juli 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Beiträge zur zeichnerischen Ausmittlung von Steuerungsgetrieben.

Von **L. Baudiss** in Wien.

Bei Ausmittlung von Steuerungen wird häufig von dem sogen. *Schorch*schen Diagramm Gebrauch gemacht, welches die Bestimmung der Kreuzkopf- bezw. Kolbenstellungen bei gegebenen Kurbellagen oder umgekehrt unter Berücksichtigung der wirklichen Schubstangenlänge gestattet.

In allgemeiner Form[1]) läßt sich dieses Diagramm wie folgt darstellen:

Es sei k_1 (Fig. 1) eine beliebige, ebene, krummlinige Bahn, längs welcher ein Endpunkt a einer Geraden von unveränderlicher Länge (der Schubstange) geführt wird,

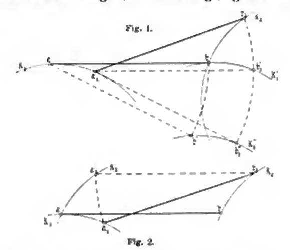


Fig. 1. Fig. 2.

während der andere Endpunkt b derselben die beliebige, in der Ebene von k_1 liegende Bahn k_2 beschreibt. Bei Bewegung der Stange komme z. B. a nach a_1, b nach b_1; die Stange könnte aus der Lage ab in jene $a_1 b_1$ auch in der Weise gebracht werden, daß zunächst eine Parallelverschiebung aus der Lage ab in jene $a_1 b'_1$ erfolgt, wobei alle Stangenpunkte gleiche und gleichgerichtete Bahnen beschreiben, und hierauf eine Drehnung in die Lage $a_1 b_1$ vorgenommen wird.

Es ist klar, daß man sich die Bewegung der Stange aus der Lage ab in jene $a_1 b_1$ auch aus einer Drehung aus ab in die beliebige Lage ab', einer Parallelverschiebung von ab' nach $a_1 b''_1$ und einer Drehung aus $a_1 b''_1$ nach $a_1 b_1$ zusammengesetzt denken kann.

Die Parallelverschiebung der Stange könnte auch längs der Bahn k_2 erfolgen (Fig. 2), wobei ab vorerst nach $a'_1 b_1$ verschoben, dann um den Punkt b_1 in die Lage $a_1 b_1$ gedreht würde. Der Drehungswinkel $a'_1 b_1 a_1$ (Fig. 2) muß natürlich gleich dem $\measuredangle\, b'_1 a_1 b_1$ (Fig. 1) sein.

Der Zusammenhang zwischen den zusammengehörigen Punkten der Bahn k_2 (Fig. 1) und der in der Richtung ab verschobenen Bahn k'_1 bezw. k''_1 (oder der Bahnen $k_1 k'_2$ Fig. 2) ist demnach durch die aus den wirklichen Bahnpunkten (a_1 in Fig. 1 bezw. b_1 in Fig. 2) mit der Stangenlänge ab als Halbmesser beschriebenen Kreisbögen, auch Projektionsbögen genannt, festgelegt; es erscheinen die beiden Bahnen k_1 und k_2 (und zwar die eine in der wirklichen, die andere in verschobener Lage) in einem krümmlinigen Koordinatensystem[2]) auf einander bezogen, als dessen Abszisse eine der beiden Bahnen, als dessen Ordinaten die erwähnten Projektionsbögen angesehen werden können.

Ein beliebiger in der Ebene von k_1 und k_2 liegender und mit der Stange ab starr verbundener Punkt c wird bei Bewegung der Stange längs der Bahnen k_1 und k_2 eine Bahn k_3 beschreiben, und, wenn die Stange aus der Lage ab in jene $a_1 b_1$ gebracht wird, von c nach c_1 kommen. Wird die Bewegung der Stange wieder aus einer Parallelverschiebung von ab nach $a_1 b'_1$ längs k_1 (Fig. 3) und hierauffolgender Drehung nach $a_1 b_1$ zusammengesetzt gedacht, so vollführt c ebenfalls vorerst eine Verschiebung cc'_1 längs k''_1 und hierauf eine Drehung um a_1 und zwar von c'_1 nach c_1.

Da der Drehwinkel $c'_1 a_1 c_1$ gleich dem Drehwinkel $b'_1 a_1 b_1$ ist, verhalten sich die Längen der Sehnen $c'_1 c_1$ und $b'_1 b_1$ wie die Halbmesser, das ist wie $a_1 c_1$ und $a_1 b_1$ oder wie ac und ab. Die Richtungen der beiden Sehnen $c'_1 c_1$ und $b'_1 b_1$ schließen, wie leicht einzusehen, den gleichen Winkel wie die Richtungen von ac und ab ein. Denkt man sich nun das krummlinige Dreieck $cc'_1 c_1$ in der Richtung cb um die Länge dieser Strecke parallel verschoben, so kommt c nach b, c'_1 nach b'_1 und c_1 nach c''_1; dabei wird $b'_1 c''_1 = \text{u.} \parallel c'_1 c_1$ ferner $\measuredangle\, b_1 b'_1 c''_1 = \measuredangle\, bac$. Hieraus sowie mit Rücksicht auf die vorerwähnte Proportion: $c'_1 c_1 : b'_1 b_1 = ac : ab$ folgt, daß das Dreieck $b'_1 b_1 c''_1$ dem Dreieck abc ähnlich ist.

Die Punkte der $\parallel cb$ verschobenen Bahn von c werden demnach, wenn die Lage der zugehörigen Punkte auf den Bahnen k_2 und k'_1 bekannt ist, in der Weise gefunden, daß über jeder Verbindungslinie zusammengehöriger Punkte dieser Bahnen (d. h. den Sehnen der Projektionsbögen) Dreiecke errichtet werden, welche dem Stangendruck abc ähnlich sind.

[1]) Vergl. *Seemann* „Die *Müller*schen Schieberdiagramme" und „Z. d. V. d. I." 1898, S. 669.

[2]) Diese Auffassung ist natürlich nur dann zutreffend, wenn innerhalb des Darstellungsgebietes Schnitte der Ordinaten untereinander nicht vorkommen.

Um die Lage dieser Dreiecke, welche auch als „Abbildungen des Stangendreiecks" abc bezeichnet werden mögen, unzweifelhaft festzulegen, kann man sich die Abbildung so entstanden denken, daß z. B. das „Stangendreick" $a_1 b_1 c_1$ zunächst um den Punkt b_1 in die Lage $a_2 b_1 c_2$ gedreht und dann das $\triangle b'_1 b_1 c''_1$ ähnlich dem $\triangle a_2 b_1 c_2$ verzeichnet wird.

Da die Lage des Stangenpunktes c willkürlich gewählt wurde, gilt die angegebene Konstruktion der Bahnpunkte für jeden (in der Zeichenebene liegenden) mit ab starr verbundenen Punkt; sind demnach die in einer Ebene liegenden Bahnen ($k_1 k_2$) zweier Punkte (z. B. a und b) einer starren, ebenfalls in der Ebene von $k_1 k_2$ liegenden Figur gegeben, und wird eine dieser Bahnen (z. B. k_1) um den Abstand der beiden Punkte ab (und zwar in der Richtung einer Lage der Stange ab oder wie leicht zu begründen in beliebiger Richtung) parallel verschoben (z. B. nach k'_1), so werden die Bahnen der übrigen Punkte der Figur punktweise, und zwar in entsprechend verschobener Lage erhalten, wenn über zusammengehörigen Punkten (z. B. $b_1 b'_1$) der Bahnen k_2 und k'_1 je eine der bewegten ähnliche Figur verzeichnet wird.

Die Richtungen, nach welchen die einzelnen Bahnen dabei verschoben werden, schließen miteinander dieselben Winkel ein, wie die Verbindungslinien der betreffenden Punkte (ac . . .) der Figur mit jenem Punkt (b) derselben, dessen Bahn nicht verschoben wird; die Größe der Verschiebungen ist durch die Länge der Verbindungslinien (ab, cb . . .) gegeben.

In dem Schnittpunkt b der beiden Bahnen k'_1 und k_2 (Fig. 3) fallen die zugehörigen Punkte der verschobenen Bahnen aller mit ab starr verbundenen Punkte zusammen; schneiden sich die Bahnen $k'_1 k_2$ z. B. in zwei Punkten (b und d) (Fig. 4), so sind diese Schnittpunkt, daher auch die Sehne bd allen verschobenen Bahnen gemeinsam. Wählt man andere Lagen der Stange als Anfangslagen, z. B. $a_1 b_1$ oder $a_2 b_2$, d. h. verschiebt man k_1 nach k''_1 bezw. k'''_1 usw., so erhält man Sehnen $b_1 d_1$, $b_2 d_2$ usw., welche ebenfalls allen verschobenen Bahnen gemeinsam sind.

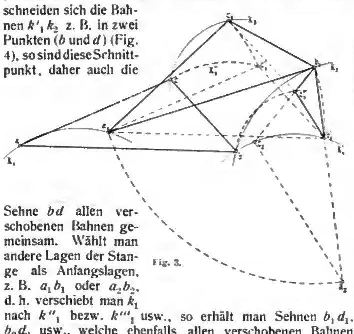


Fig. 3.

Beim Kurbeltrieb, welcher bei den Kolbenmaschinen zu verschiedenen Zwecken und in verschiedener Form verwendet wird, sind die Bahnen der Schubstangenendpunkte gerade oder kreiförmig.

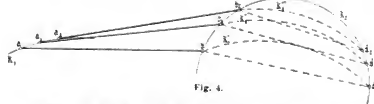


Fig. 4.

Es möge vorerst ein Kurbelgetriebe mit kreisförmiger Kreuzkopfbahn (Fig. 5) vorausgesetzt werden.

Die Schubstange befinde sich z. B. in der Lage ab, und es werde die Kreuzkopfbahn k_1 (d. h. die Bahn des Endpunktes der Schwinge $o_1 a$) parallel nach k'_1 in beliebiger Richtung um den Betrag der Schubstangenlänge verschoben; dabei gelangt der Mittelpunkt der Kreisbahn k_1 nach o'_1, wobei $o_1 o'_1 = ab$ ist. Beschreibt man einen Kreis, dessen Mittelpunkt a und dessen Halbmesser gleich ab ist, so schneidet dieser Kreis die Bahn k'_1 in b', den Kurbelkreis in b und b''. Den beiden Kurbelstellungen ob und ob'', welche bezüglich der „Zentrallinie" ao symmetrisch liegen, entspricht die gleiche Schwingenstellung $o_1 a$. Zieht man die Geraden bb' und $b''b'$, so schneiden dieselben den Kurbelkreis in den Punkten o_3 und o_2.

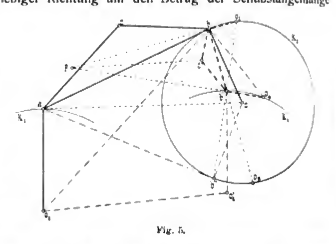


Fig. 5.

Die Dreiecke $b' o_2 b$ und $b' o_3 b''$ sind, wie sich leicht zeigen läßt, dem Dreieck aob ähnlich.

Wird ferner das Dreieck $bb'o_4$ ähnlich dem Dreieck bao_1 verzeichnet, so liegt, wie sich ebenfalls leicht zeigen läßt, der Punkt o_4 auf der Kreisbahn k'_1. Der Linienzug $o_2 bb' o_4$ stellt somit eine Abbildung des ganzen Kurbeltriebes $obao_1$ dar, der Schnittpunkt p der verlängerten Geraden $o_2 b$ und $o_4 b'$ ist demnach die „Abbildung" des Pols der Schubstange für die Stellung ab derselben.

Ist mit der Stange ab ein Punkt c starr verbunden, so wird der der Lage ab entsprechende Punkt der um die Strecke cb verschobenen Bahn von c in c' gefunden, wenn das Dreieck $b'bc'$ ähnlich dem Dreieck abc verzeichnet wird. Verbindet man c' mit p, so sind die Strecken pb', pb und pc' den augenblicklichen Geschwindigkeiten der Stangenpunkte a, b und c proportional, p ist demnach der Scheitel des Geschwindigkeitsplanes für die Lage ab der Schubstange.

Die Richtungen der Strecken pb, pc' und pb' sind aber nicht mit den wirklichen Geschwindigkeitsrichtungen übereinstimmend; letztere schließen mit den zugehörigen Linien des Geschwindigkeitsplanes je dieselben Winkel ein, den pb mit der in b an den Kurbelkreis gelegten Tangente bildet.

Soll die im Vorstehenden behandelte Konstruktion der Punktbahnen für ein Kurbelgetriebe nach Fig. 5 angewendet werden, ist zunächst die Bestimmung der zusammengehörigen (d. h. derselben Schubstangenlage entsprechenden) Punkte des Kurbel- und Schwingenkreises vorzunehmen.

Dies kann z. B. mittels des *Schorch*schen Diagramms in der von *Seemann* a. a. O. angegebenen Weise erfolgen, indem einige Projektionskreise (z. B. $L_2 L_3 L_1$) mit der Schubstangenlänge ab als Halbmesser aus den äußersten Punkten a_0 und a'_0 bezw. dem mittleren Punkt a_m der Schwingenbahn beschrieben[3]) und die gegebenen Kurbel-

[3]) Für das punktweise Ermitteln von Kreisbögen mit großem Halbmesser kann, falls das Verzeichnen mittels des Zirkels untunlich ist, folgende Konstruktion benutzt werden: Der zu zeich-

stellungen entsprechenden Lagen der Schwinge durch Verschieben der Bahn k'_1 längs der Kreisbogen $L_1 L_2 \ldots$ gefunden werden (Fig. 6).

Bei der Verschiebung der Bahn k'_1 längs der Projektionskreisbögen beschreibt der Mittelpunkt dieser Bahn

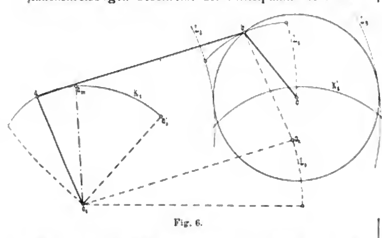


Fig. 6.

einen Kreis L_0, dessen Mittelpunkt in o_1 liegt und dessen Halbmesser gleich der Stangenlänge ab ist.

Denkt man sich zum Kurbelgetriebe $o_1 abo$ die Glieder $o_1 o_x$ und bo_x hinzugefügt, wobei $o_1 o_x = ab$ und $bo_x = ao_1$, so ist in jeder Lage $ab \parallel o_1 o_x$ und $ao_1 \parallel bo_x$, daher sind die Winkelausschläge der Glieder des Kurbelgetriebes $o_1 abo$ für jede Kurbelstellung dieselben wie jene des Kurbeltriebes $o_1 o_x bo$. Vertauscht man daher bei einem Kurbelgetriebe die Schwinge und die Schubstange, so bleibt die Form des *Schorch* schen Diagramms dieselbe, es erfahren nur die Abszissen und Ordinaten eine Vertauschung.

Soll für ein Kurbelgetriebe mit gerader Kreuzkopfbahn, deren Richtung beliebig, also nicht durch den Mittelpunkt des Kurbelkreises gehend (d. h. nicht „zentral") angenommen wird, die Bahn eines mit der Schubstange ab starr verbundenen Punktes c bestimmt werden, so kann in derselben Weise wie im früheren Fall verfahren werden; es ist hier aber auch möglich, die im Früheren behandelte, zwischen bestimmten Sehnen der Punktbahnen bestehende Beziehung zum Verzeichnen der Bahn von c zu benutzen.

Es sei (Fig. 7) abc eine beliebige Lage des „Stangendreiecks", kk' die Richtung der Kreuzkopfbahn; zieht man im Kurbelkreis die Sehne $bb' \parallel$ zu kk', so ist, wenn das Stangendreieck in die der Kurbellage ob' entsprechende Lage $a'b'c'$ gebracht wird, $bb' =$ u. $\parallel aa' =$ u. $\parallel cc'$.

nende Kreis von gegebenem Halbmesser R soll z. B. durch s gehen (Fig. 1), sein Mittelpunkt auf xx' liegen; trägt man von s aus auf xx' die Strecken $sa = A$ und $sb = B$ auf, wobei eine dieser Strecken beliebig gewählt werden kann, die andere aber aus einer der Gleichungen

$$A = \frac{BR}{R+B} \text{ oder } B = \frac{AR}{R-A}$$

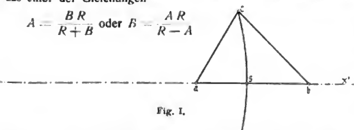


Fig. 1.

bestimmt wird, errichtet ferner über ab das Dreieck abc, dessen Seitenlängen der Proportion entsprechen $ac : bc = A : B$ (wobei eine der Seiten $\overline{ac}$ und $\overline{bc}$ ebenfalls beliebig gewählt werden kann), so ist c ein Punkt des Kreises. Macht man z. B. $A = \frac{R}{m}$ wobei m eine passend zu wählende Zahl ist, so ergibt sich $B = \frac{R}{m-1}$.

Zieht man durch den Mittelpunkt o des Kurbelkreises eine Senkrechte oo_1 auf die Richtung der Kreuzkopfbahn, so halbiert diese die Sehne bb' in b_m; verschiebt man

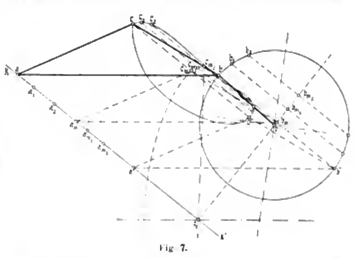


Fig. 7.

das Stangendreieck in die Lage $a_m b_m c_m$, so wird a_m der Halbierungspunkt von aa' und c_m jener von cc' sein.

Führt man die gleiche Konstruktion für andere Lagen des Stangendreiecks z. B. $a_1 b_1 c_1$, $a_2 b_2 c_2$ usw. aus, so ergibt sich das Mittel der Sehne der Bahn von c in c_{m_1}, c_{m_2} usw.; da hierbei die Sehnenmittelpunkte $b_m b_{m_1} b_{m_2} \ldots$ auf oo_1 liegen, während die Punkte $a_m a_{m_1} a_{m_2} \ldots$ in die Kreuzkopfbahn fallen, beschreibt der Mittelpunkt c_m der zur Kreuzkopfbahn parallelen Sehnen der Bahn von c eine Ellipse, deren Mittelpunkt in o_1 liegt und deren Hauptachsen der Größe und Lage nach leicht bestimmt werden können, wenn man bedenkt, daß die auf den Hauptachsen liegenden Punkte der Ellipse den größten bezw. kleinsten Abstand vom Mittelpunkt derselben haben.

Denkt man sich das Stangendreieck $a_m b_m c_m$ (Fig. 8) in irgend einer Lage festgehalten und die aufeinander senk-

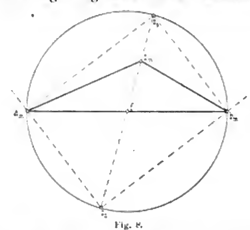


Fig. 8.

rechten Geraden kk' und $o_1 o$ längs der Endpunkte a_m, b_m der Stange bewegt, so beschreibt der Schnittpunkt o_1 von kk' und oo_1 einen über $a_m b_m$ als Durchmesser verzeichneten Kreis; der größte bezw. kleinste Abstand des Punktes c_m von o_1 ergibt sich auf dem Durchmesser $\overline{c_m f}$ des Kreises in $\overline{c_m o_2}$ und $\overline{c_m o_3}$; durch diese Strecken sind somit die beiden Halbachsen der Ellipse gegeben.

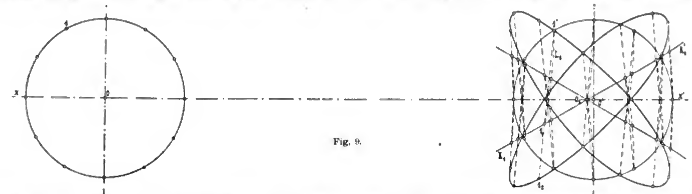
Die Punkte o_2 und o_3 bestimmen außerdem jene Relativlagen der Senkrechten kk' und oo_1 gegenüber $a_m b_m$, für welche c_m auf den Hauptachsen der Ellipse liegt.

Fällt c_m auf den Umfang des über $a_m b_m$ beschriebenen Kreises, so übergeht die Ellipse in eine durch o_1 gehende Gerade.

Wird die Lage des Kreuzkopfbahn verändert, z. B. verdreht, so ändert die Ellipse ihre Lage, behält jedoch ihre Gestalt; es sind daher für ein gegebenes Stangendreieck abc die Mittellinien der zur Kreupfkopfbahn paral-

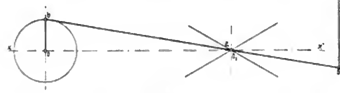
lelen Sehnen der Bahn von c bei verschiedenen Lagen der Kreuzkopfbahn Stücke des Umfanges einer und derselben Ellipse.[4])

Zieht man die zur Kreuzkopfbahn parallelen Sehnen im Kurbelkreis in gleichen Abständen, so fallen die Abstände der entsprechenden Sehnen der Bahn des Punktes c (und zwar senkrecht zur Sehnenrichtung gemessen) im allgemeinen nicht gleich aus; nur wenn c auf der Stangenmittellinie $\overline{ab}$ liegt, sind die Sehnenabstände der Bahn von c proportional den Abständen der Sehnen im Kurbelkreis. Dies gilt z. B. für die *Hackworth*-Steuerung, bei welcher die Bewegung des Steuerorganes von einem auf der Mittellinie der Schubstange des Steuergetriebes (des Exzenterhebels) liegenden Punkt abgeleitet wird.


Fig. 9.

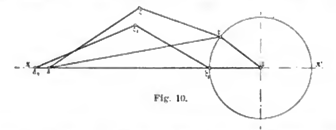
Die Bahn des Schubstangenpunktes c (Fig. 7) kann durch Verzerrung des Kurbelkreises und zwar in der Weise entstanden gedacht werden, daß die zur Kreuzkopfbahn in gleichen Abständen gezogenen Sehnen verschoben werden, wobei die Sehnenmittel auf eine Ellipse fallen und die Sehnenabstände eine entsprechende Aenderung erfahren.

In der Krümmung der Sehnenmittellinie und der Ungleichheit der Sehnenabstände ist unschwer der Einfluß der


Fig. 9a.

sog. Fehlerglieder zu erkennen; je mehr dieser Einfluß zurücktritt, d. h. je größer die Schubstangenlänge im Verhältnis zum Kurbelhalbmesser gewählt wird, um so mehr nähern sich die Punktbahnen Ellipsen.

Die beiden im Vorstehenden behandelten Verfahren zur Bestimmung der Punktbahnen lassen sich beim geschränkten Kurbeltrieb der Form (Fig. 7) miteinander ver-


Fig. 10.

binden, indem z. B. für die Bestimmung der Sehnenmittellinie das erstbeschriebene Verfahren der „Abbildung“ des Getriebes im *Schorch*schen Diagramm benutzt wird.

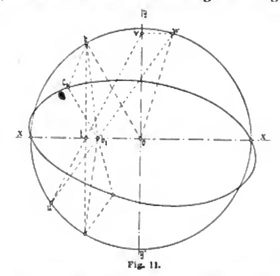
Um die Anwendbarkeit dieser Verfahren bei Ausmittlung von Steuerungsgetrieben zu veranschaulichen, ist in Fig. 9 das Schema einer *Hackworth*-Steuerung (Fig. 9a) entworfen. Es empfiehlt sich in diesem Fall, nicht die Kreuzkopf-(Kulissen-)bahn, sondern den Exenterkreis längs der Verbindungslinie des Wellenmittelpunktes o und des Kulissendrehpunktes o_1 zu verschieben, um zur Bestimmung der Lagen des Kulissensteines bei verschiedenen Kulissenlagen dieselben Projektionskreisbögen benutzen zu können.

Um z. B. für einen Punkt I des Exenterkreises und die Kulissenlage $k_1 k'_1$ den zugehörigen Punkt der Bahn des Punktes c des Exzenterhebels zu finden, ist aus I der Projektionsbogen L_1 mit $\overline{ba}$ als Halbmesser zu verzeichnen, sein Schnitt I_1 mit der Kulissenmittellinie $k_1 k'_1$ liefert die entprechende Stellung des Kulissensteins; wird die Sehne $\overline{I' I_1}$ des Projektionskreises gezogen, darauf $\overline{I_1 I'_2}$ so aufgetragen, daß sich verhält $I_1 I_2 : I_1 I' = \overline{ac} : \overline{ab}$, so ergibt sich in I_2 der gesuchte Punkt der Bahn von c, und zwar gegen die wirkliche Lage längs xx' zur Kulisse um die Strecke $\overline{ca}$ verschoben.

In gleicher Weise sind alle übrigen Bahnpunkte zu bestimmen.

Liegt ein Schubkurbelgetriebe mit gerader, zentraler Kreuzkopfbahn (deren Richtung durch den Wellenmittelpunkt geht) vor (Fig. 10), und wäre für einen mit der Schubstange $\overline{ab}$ starr verbundenen Punkt c die Bahn zu bestimmen, so kann dies ohne Zuhilfenahme der Projektionsbögen geschehen, wenn das von *Goldberger*[5]) angegebene Verfahren zur Ermittlung der Kreuzkopfstellungen aus gegebenen Kurbellagen benutzt wird.

Es sei in Fig. 11 xx' die Richtung der Kreuzkopfbahn, und es wäre für die Kurbelstellung $\overline{ob}$ die zugehörige


Fig. 11.

(um die Schubstangenlänge längs xx' verschobene) Kreuzkopflage zu finden, so ist nach dem *Goldberger*schen Verfahren in o die Senkrechte yy' auf die Kreuzkopfbahn zu errichten, das rechtwinklige Dreieck ovw (und zwar

4) Diese Beziehung wurde lt. Mitteilung auch von *A. Radovanovic* gefunden.

5) D. p. J. 1905, **320**, S. 451.

auf der vom Kreuzkopf abgewendeten Seite von yy') so zu verzeichnen, daß w auf dem Kurbelkreis liegt und die zu xx' parallele Seite $vw = \frac{R^2}{L}$ ist, wobei R den Kurbelhalbmesser und L die Schubstangenlänge ab bedeutet.

Fällt man von b eine Senkrechte auf xx', verbindet den Fußpunkt t derselben mit v, zieht man ferner durch den Schnitt u der Geraden vt mit dem Kurbelkreis die Gerade uw, so schneidet diese xx' in einem Punkt b, welcher die zur Kurbelstellung ob zugehörige Kreuzkopflage ergibt.

Verzeichnet man nunmehr über bb_1 das Dreieck $b_1 b c_1$ ähnlich dem Stangendreieck abc, so ist c_1 der zur Kurbelstellung ob gehörige Punkt der um $c_0 b_0$ verschobenen Bahn von c (Fig. 10). Durch Wiederholen der Konstruktion für verschiedene Kurbellagen läßt sich die in Fig. 11 eingezeichnete Bahn von c punktweise bestimmen.

Hiervon kann z. B. bei Entwurf des Schemas der *Joy*-Steuerung Gebrauch gemacht werden, da bei dieser Steuerung die Bewegung des Steuerungsgetriebes von einem auf der Maschinenschubstange liegenden Punkt abgeleitet wird.

(Fortsetzung folgt.)

Die heutige Ziegelindustrie.

Von **Gustav Benfey**, Lauban.

Unendlich weit dehnt sich das Gebiet aus, das wir bearbeiten müssen, wenn wir den heutigen Stand der Tonindustrie schildern wollen, unendlich weit und unendlich vielseitig! Denn der Urstoff, welcher der ganzen Industrie den Namen gibt, der Ton ist in seiner Art, seiner Lage, seinem Vorkommen und auch in seinen Verunreinigungen so wechselnd, und jeder Wechsel so bedingend für seine ganze weitere Gestaltung, daß es schwer wird, hier mit ordnender Hand für die klare Schilderung die richtige Sonderung herbeizuführen. Und doch ist sie gerade hier so unbedingt erforderlich! Wer würde es sonst verstehen, wenn wir in der weiteren Darlegung kräftig blühende Werke antreffen, wo jeder Ziegel im Handstrich durch die Hände des Arbeiters hergestellt wird, während an anderer Stelle Pressen tätig sind, die jede täglich bis zu $^1/_4$ Million Ziegel fast vollständig selbsttätig aus dem Urstoff erzeugt! Hier steht ein Feldofen zum Brennen von Ziegeln mit einer Verschwendung von Brennmaterial und erzeugter Ware, wie sie wohl keine andere Industrie aufweist, während wieder daneben dieselbe Art Ziegel im Ringofen gebrannt wird, der die äußerste Ausnutzung von Brennmaterial und Wärme sichert, wie sie in dieser Vollkommenheit auch wieder keine andere Industrie kennt!

Um das zu verstehen, muß zuerst das weite Gebiet des Tonvorkommens kennen gelernt werden. Wir treffen ihn überall auf unserer Erde, hier ritzt ihn schon die Spitze der Pflugschar an, dort treffen wir ihn 30—50 m tief unter Abraum und Kohle, dort endlich heben wir ihn aus den Flußbetten oder vor den Mündungen der Flüsse, aus dem Grunde des Meeres. Dort im Gebirge, wo noch keine Eisenbahnen Verkehrsleben hingetragen, gehen wir achtlos an edelste Tone vorüber, hier in den Flußniederungen, wo große Städte Millionen von seinen Produkten verlangen, ist der sonst so gering geschätzte Lehm, eine Abart des Tones, ein wertvolles Naturgeschenk und wird bis zur letzten Krume verarbeitet, werden hohe Preise für seine meist recht flache Lagerstätte bezahlt. Und wie sein Vorkommen unter so gründlich verschiedenen Bedingungen, so ist es wieder ebenso sein Erscheinen, hier kommt er als Schlamm aus den Tiefen der Flüsse, dort ist es eine feste, zähe Masse, dort ist es felsiges Gestein, und wie verschieden auch ihr Vorkommen ist, sie müssen gewonnen und weiter verarbeitet werden zum gemeinsamen Zwecke, ein plastisches, ein formbares Material zu werden, zur Gestaltung für die die künftigen besseren oder geringwertigeren Erzeugnisse.

Aus dem Vorgesagten geht wohl hervor, daß entsprechend den geschilderten Verschiedenheiten schon die Gewinnung der Tone eine außerordentlich wechselreiche ist. Zunächst tritt in den seltensten Fällen der Ton direkt zu Tage, meist liegt er unter sogen. Abraumschichten, die für die weitere Verarbeitung fast wertlos sind und dementsprechend beiseite geschafft werden müssen. Die Kosten dieser Arbeit spielen dort eine große Rolle, wo nur Tone zu gewinnen sind, die zu geringwertigerer Ware, wie Mauerziegel, Verwendung finden, während bei allen jenen Waren, die einen höheren Preis erzielen, diesem entsprechend auch die Abraumbeseitigungskosten eine geringere Bedeutung haben. Je edler also der zu gewinnende Ton, je höher der Wert seines Erzeugnisses, desto weniger scheut man sich vor der Beseitigung größerer Mengen Abraum, die auf ihn lagern. Sind diese Schichten Abraum zu mächtig und für irgend einen anderen Zweck wertlos, so gewinnt man den Ton unter Tage, eine Gewinnung, die dann mit Ausnahme weniger Fälle in bergmännischem Betriebe erfolgt. Diese Ausnahmefälle sind der Reifenschachtbau und Glockenbau, wie er noch in einzelnen Teilen des westlichen Deutschland, besonders in der Pfalz, getrieben wird. Bei dieser Gewinnung handelt es sich aber um Tone, die sehr wertvoll sind und nicht zu den Erzeugnissen Verwendung finden, deren Herstellung hier besprochen werden soll. Auch für diese letzteren Erzeugnisse wird oft der Ton aus recht bedeutenden Tiefen geholt, so finden wir am Rhein Tongruben unter einer Deckschicht von etwa 30 m, aber hier erweist sich die Gewinnung nur deshalb noch lohnend, weil das darüber stehende Gebirge abbauwürdige Kohle enthält, durch deren Entfernung der Ton freigelegt und gewissermaßen ohne jede weitere Abraumbeseitigungskosten gewonnen wird.

Bei Beseitigung des Abraumes kommt ein maschineller Betrieb nur selten in Betracht, da es sich nicht nur um das Entfernen geringerer oder größerer Erdmengen handelt, sondern die Oberfläche des Tones, der sehr selten absolut gleichmäßig ansteht, auch von allen Unreinheiten, Wurzelausläufern usw. so befreit sein muß, daß diese nicht in die spätere Tonmasse gelangen können. Ist der Ton auf diese Weise freigelegt, so muß er gelockert werden, um ihn demnächst meist direkt anschließend von seiner Fundstätte zu entfernen. Die für die Herstellung gewöhnlicher Ziegel bestimmten Tone erscheinen meist schon so locker, daß sie kaum mit dem Spaten abgestochen zu werden brauchen, sondern die Schaufel zur Förderung und Beladung der Fördergefäße genügt. Stehen hierbei große, gleichmäßige Tonschichten an, so bedient man sich wohl auch der Löffelbagger oder Dampfschaufel für unterbrochene oder der Eimerkettenbagger für ununterbrochene Materialförderung, doch verlangen diese

Bagger, um wirklich rationell arbeiten zu können, sehr große Förderungsmengen, für deren Verarbeitung nur wenige deutsche Werke entsprechende Tonberge, genügend große Einrichtung zur Herstellung und Absatzfähigkeit ihrer Ware haben, während wir jene Bagger auf amerikanischen Ziegelwerken recht häufig antreffen. Die Lockerung der Tone und ihre Entfernung von der Fundstätte geschieht deshalb in den weitaus meisten Fällen mit der Schaufel, wenn erforderlich, unterstützt durch die Spitzhacke oder den Spaten. Stellenweise wird er auch abgekeilt, indem hölzerne oder eiserne Keile in geeigneter Entfernung voneinander und von der Grubenwand eingetrieben und damit größere Schichten abgetrennt und zum Einsturze gebracht werden. Dies geschieht in leichten Tonen, wenn sie gefroren sind, sonst wohl bei fetteren, zäheren Tonen, die mehr oder minder großen Widerstand beim Lockern bieten.

Je nach der Mächtigkeit und Zähigkeit des Tones geschieht der Abbau im Treppen- oder Stroßenbau oder von der vollständig senkrechten Wand, doch darf letzterer nur dort ausgeführt werden, wo der Ton vollständig gleichartig ist, keine Spaltungen oder wasserführende Sandschichten in sich trägt, die zu unvorhergesehenen Abstürzen oder Abwaschungen führen könnten. In dieser Richtung ist früher viel gesündigt, um möglichst billig und schnell fördern zu können; erst die strenge Beaufsichtigung der *Ziegelei-Berufsgenossenschaft* schafft allmählig Wandel. Dort, wo in den Flußniederungen durch die Jahrtausende sich starke Ablagerungen wertvollen Tones gebildet haben, bedient man sich häufig des Drehschaufelbaggers oder Excawators zur Gewinnung und Hebung, er wird auch dort verwendet, wo es sich darum handelt, Flußbette zu vertiefen. Wird dabei Ton gehoben, so wird er den benachbarten Werken zur Verarbeitung zugeführt. Hier handelt es sich um leichte, lockere Massen, die nur eingeschaufelt bezw. gegriffen zu werden brauchen, dagegen hat sich für die festeren, zäheren Tone noch keine maschinelle Lockerung ermöglichen lassen, und geschieht sie meist mit der Spitzhacke oder dem Spaten. An einzelnen Stellen, wo die Schichtung des Tones es gestattet, eine möglichst freie Fläche zu schaffen, benützt man wohl auch den Pflug zur Lockerung des Tones, der dann, wenn er genügend angetrocknet und damit gewissermaßen durch Sommerung für die weitere Verarbeitung aufgeschlossen ist, zusammengeschaufelt und auf Fördergefäße geladen wird, um die Fläche für die weitere Pflügung frei zu machen. Zum Zusammenschaufeln bedient man sich wohl

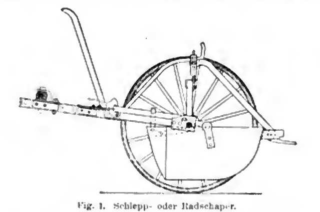


Fig. 1. Schlepp- oder Radschaper.

des von Amerika eingeführten, dort viel verwendeten Schlepp- oder Radschrapers (Fig. 1). Aber, wie erwähnt, diese Gewinnung ist nur unter ganz besonderen Verhältnissen angebracht, während eine große Anzahl Tone fett, hart, felsig oder zäh gummiartig bis jetzt nur mit Spaten und Hacke sehr kostspielig gelockern werden. Neuerdings bedient man sich mit großem Erfolge der Sprengung mit den sog. Sicherheitssprengstoffen, wie Roburit, Westfalit usw., die, wenn richtig ausprobiert und mit Sorgfalt angewendet, die Arbeit der Lockerung wesentlich erleichtern und verbilligen.

Mit dem Lockern des Tones geht seine Entfernung von der Lagerstätte und damit auch der Beginn der Aufschließung Hand in Hand. Um den Ausdruck „Aufschließung" zu erklären, müssen wir uns vergegenwärtigen, daß der Ton, wie wir ihn in der Natur vorfinden, sich unter sehr verschiedenartigen Verhältnissen gebildet hat und sich nur äußerst selten so vorfindet, daß wir ihn unmittelbar zur Herstellung der hier zu besprechenden Warengattungen verwenden können. Zunächst müssen die groben Verunreinigungen, die sich bei dem Entwicklungsprozesse des Tones mit ihm vermischt haben, entfernt werden, da sie zerstörend bei der weiteren Behandlung wirken würden; dann müssen die fetteren Tone, wie sie sich in der Natur vorfinden, gemagert werden, da sie in ihrem Naturzustand verarbeitet, zu stark schwinden, sich verziehen und reißen würden, endlich bedingen manche Warengattungen besondere Zusätze zur Erreichung der gewünschten Härte, Wasserdurchlässigkeit, Leichtigkeit, Klinkerhärte, die schon im Anfange des Herstellungsprozesses beigemischt werden müssen. Um all dieses in möglichst vollkommener Weise zu erreichen, muß die natürliche Struktur des Tones aufgehoben werden, und wird diese Tätigkeit mit „Aufschließung" des Tones bezeichnet. Diese Aufschließung ist einfacher oder mühsamer, je nach der schon früher geschilderten Eigenschaft des Tones in Beziehung auf locker oder zähe. Erstere Arten sind von der Natur schon aufgeschlossen, letztere verlangen besondere Behandlung, doch ist es auch hier wieder die Natur, die durch Frost oder Sonnenschein und Wind die beste Aufschließung bewirkt. Um dies wieder zu verstehen, muß berücksichtigt werden, daß die Tonsubstanz im natürlichen Zustande in allen ihren Poren mit Wasser durchsetzt ist. Tritt nun Frost ein, so erstarrt dieses Wasser zu Eis, durch nachfolgendes Tauwetter gerät es wieder in seinen Naturzustand, bei diesem Wechsel tritt eine Volumenvergrößerung und dadurch naturgemäß eine Lockerung und Trennung der vorher dichten Masse ein. Aehnlich wirkt der Sonnenschein und Wind, die beide die erwähnte Feuchtigkeit aus der Tonsubstanz heraustrocknen und so ebenfalls eine Lockerung und Trennung der kleinsten Teilchen derselben bewirken. Anderseits setzt ein grubenfeuchter Ton, d. h. ein Ton im Naturzustand, der weitern Aufnahme von Wasser, die zu der erstrebten Formbarkeit erforderlich ist, großen Widerstand entgegen. Hieraus sind die vorzüglichen Wirkungen des *Wintern* und des *Sommern* für das Aufschließen der Tone zu erkennen, aber auch warum der Mangel dieser natürlichen Aufschließung in dem weiteren Herstellungsgange nur schwer und kostspielig zu ersetzen ist. Die Aufschließung der Tone muß aber auf die eine oder andere Weise erreicht werden, denn nur ein Ton, bei dem jede natürliche Struktur und Schichtung zerstört ist, kann zur Herstellung von vorwurfsfreier Ware verwendet werden, nur mit ihm können wir eine durchaus homogene Masse erhalten, bei dem jedes kleinste abtrennbare Teilchen die Zusammensetzung des Ganzen in Menge und Beschaffenheit enthält. Ein geringer Ersatz für das Wintern und Sommern ist das *Sümpfen* des Tones, d. h. ein längeres Lagern des grubenfeuchten Tones, entweder im Naturzustande, oder, nachdem er durch einfache, glatte oder mit Stacheln oder Nocken versehene Walzwerke aufgerissen ist, unter Zusatz von so viel Wasser, als zu seiner Ueberführung in einem plastischen Zustande erforderlich ist, um ihn so zu einer gleichmäßigen, formbaren Masse zu gestalten. Man erreicht wohl etwas damit, da aber ein feuchter Ton, wie schon erwähnt, der weiteren Aufnahme von Wasser großen Widerstand entgegensetzt, so ist das Sümpfen nur ein

schwacher Ersatz, und der Arbeiter im kleinen Betriebe oder im größeren Betriebe, die Maschinenkraft muß zur richtigen Aufschließung und Erzielung der unbedingt erforderlichen Homogenität herangezogen werden. Dies gilt um so mehr, als auch das Wintern und Sommern nicht immer möglich ist, teils weil Frost oder genügender Sonnenschein fehlt, teils weil das Warten darauf den Betrieb erheblich verlangsamt und schwerfällig macht; endlich gibt es auch manche Tone, die das Wintern nicht vertragen können, weil dadurch Kristalle schädlicher Stoffe aufgelöst werden, wie z. B. schwefelsaure Kalke, die im wäßrigen Zustande ganze Tonhalden verseuchen können, während sie in der raschen Fabrikation sich nicht auflösen und höchstens nur einzelne Ziegel schädlich beeinflussen. Sie wirken dadurch so schädlich, da sie beim Trocknen der Ware auf deren Oberfläche Kristalle zurücklassen, die später im Brande verkieseln und häßliche Flecken verursachen, welche besonders bei jenen Warengattungen, bei denen auf reine Farbe Wert gelegt wird, unbedingt zu vermeiden sind.

In den kleinen Ziegelwerken finden wir noch sehr häufig, daß der Ton zunächst mit der Hacke kleingeschlagen, dabei von den gröbsten Verunreinigungen befreit, dann angewässert und durch die nackten Füße des Arbeiters getreten, auseinandergebracht, aufgeschlossen wird. Soll ein besseres Fabrikat, wie z. B. dünnwandige Dachziegel, hergestellt werden, bei denen schon kleinere Verunreinigungen, wie Steinchen oder Wurzelwerk schädlich wirken, weil sie nach dem Ausbrennen Hohlräume im Ziegel hinterlassen und die Veranlassung zum Auswittern geben, so treibt der Arbeiter den Ton, ebenfalls mit seinen Füßen, durch ein feines Gitterwerk, das wie ein Sieb wirken soll.

Aehnlich wirken die sogen. Traden, die wir noch in Schleswig-Holstein und Mecklenburg antreffen. Hier wird die Bearbeitung des Tones durch Räder bewirkt, die verstellbar auf einer Stange aufgebracht sind, welche sich um einen Pfahl bewegt. Der Antrieb geschieht durch ein Zugtier. Allgemeiner verbreitet in großen wie kleinen Betrieben ist der Tonschneider. Seine ursprüngliche Gestalt zeigt einen vierkantigen oder runden Holzkasten, durch dessen Mitte eine starke, aufrechtstehende Welle geht, die mehrere kurze oder längere Arme, sogen. Messer, trägt, welche den oben eingeworfenen Ton vielfach zerschneiden und durch ihre schräge Stellung nach unten drängen, bis er durch eine Oeffnung am Boden des Kastens herausgedrückt wird. Zunächst sollte der Tonschneider nur die Arbeit des Aufschließens und Mischens der Tone zum weiteren Handstrich ersetzen, später wurde er auch unmittelbar als Presse verwendet, wie wir noch sehen werden, oder er dient auch heute noch, in Eisen ausgeführt, als Zwischenglied in der vollständigen mechanischen Vorbereitung und Formgebung der Tonmassen. In dieser Gestalt hat man noch an der Innenseite des Zylinders feste Gegenmesser angebracht, die wesentlich zur Bearbeitung der Tone beitragen.

Der ursprüngliche Antrieb des stehenden Tonschneiders geschieht durch tierische Kraft, bei größeren Werken heute durch Maschinenkraft. Für sehr große Betriebe, bei denen es sich darum handelt, leichter aufschließbare Tone für den Handstrich vorzubereiten, hat sich der Zentraltonschneider von *Jul. Lüdicke* in Werder a. H. gut bewährt (Fig. 2). Die zu bearbeitende Masse wird vermittels eines Elevators so hoch befördert, daß sie durch den Tonschneider hindurch unmittelbar auf die Steichtische fallen kann, die auf Schienenbahn unter die Zentraltonschneider gebracht werden. Meist geht die Masse zunächst durch ein Walzwerk, gelangt dann in den Tonschneider, der aus einem liegenden eisernen Zylinder besteht. Die innere Einrichtung mit Welle, Messer und Gegenmesser ist ähnlich wie bereits beim Tonschneider besprochen. An der Austrittsöffnung befindet sich eine S-förmige Auswurfschaufel, durch welche etwaige feste

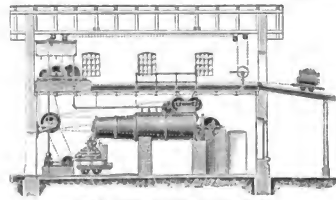


Fig. 2. Zentraltonschneider von Lüdicke.

Stücke beim Andrücken an die innere Wandung zerkleinert werden. Das Mundstück dieses Tonschneiders besteht aus zwei starken Eisenplatten, von denen die vorderen leicht durch ein Handrad so gedreht werden kann, daß sämmtliche Löcher der hinteren Platte entweder frei oder geschlossen sind. Die Ersparnis an Menschenkraft ist bei diesen Zentraltonschneidern sehr bedeutend, da nur zwei Arbeiter dieselben völlig bedienen können, bei einer Leistung von etwa acht Millionen Ziegel jährlich.

Eine wichtige Stellung bei der Verarbeitung der Tone nehmen neben dem Tonschneider die Walzwerke ein, in ihrer Grundform zwei Walzen aus hartem Material in einem festen Gestell gelagert, die sich gegeneinander drehen. Ihre Wirkung ist das Zermalmen und Zertrümmern kleinerer Verunreinigungen des Tones, wie Gesteinstrümmer usw., großer Tonstücke, indem sie den Ton in seiner Struktur auseinanderreißen, ihn mit seinen Zusätzen vereinigen, daher sie wesentlich zum Verarbeiten und Mischen beitragen. Der Ton wird durch das Walzwerk bandartig auseinandergequetscht, in welcher Form er sich am besten dem Tonschneider zuführen läßt (Fig. 3).

Die Ausführung der Walzwerke ist je nach der Natur der Rohmaterialien, die ihnen zugeführt werden, eine außerordentlich verschiedenartige, sei es in Größe, in Form, in Stärke, in der Oberfläche der Walzen und ihrer Umdrehungsgeschwindigkeit. Je größer der Durchmesser der Walzen ist, desto besser eignen sie sich, zähe, schlüpfrige Tonknoten einzuziehen, die sonst bei enggestellten Walzen auf ihren Spalten liegen bleiben würden. Für viele Tone,

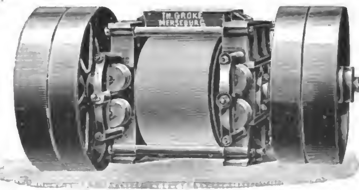


Fig. 3. Zylindrisches Glattwalzwerk von Groke.

die Quarze enthalten, muß der Walzenmantel aus bestem hartem Material hergestellt werden, um jene Quarzkörper oder sonstige Gesteinstrümmer auf das feinste zu zermalmen. Man muß auch damit rechnen, daß besonders harte Stücke vor und in die Spalte der Walzwerke geraten, welche Brüche im Gestell oder in den Achsen der Walzen herbeiführen könnten. Um dieser Gefahr auszuweichen, versieht man bei gröberer Mahlung das eine

Lager mit einer starken Feder oder einem Gummipuffer, oder bei feinerer Mahlung, um den etwa eintretenden

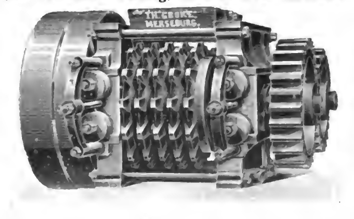


Fig. 4. Brechwalzwerk von Groke.

Bruch nicht zu betriebsstörend und kostspielig zu gestalten, mit sogen. Abreißbolzen, welche beide Lager verbinden, sie unter normalen Druck auch zusammenhalten, bei stärkerem Druck aber reißen und dann leicht wieder ersetzt werden können.

Zylindrische Walzen mit ungleicher Geschwindigkeit verarbeiten das Material besser als solche mit gleicher Geschwindigkeit, verbrauchen aber auch entsprechend mehr Kraft. Konische Walzwerke nutzen sich gleichmäßiger als zylindrische Walzen ab und wirken bei gleicher Geschwindigkeit ebenso vorteilhaft wie zylindrische Walzen mit ungleicher Geschwindigkeit, da der größere Durchmesser der einen Walze entgegen dem kleinen Durchmesser der anderen Walze arbeitet. Trotzdem ist es immer noch erforderlich für jene Tone, die vollständig unaufgeschlossen den Walzwerken übergeben werden, letztere so einzurichten, daß sie ohne weitere Nachhilfe seitens der Bedienungsmannschaft das aufgegebene Material verarbeiten. Hierfür konstruierte man besondere Brechwalzwerke (Fig. 4), die aus Stachelringen zusammengesetzt sind, sie ziehen die zähesten Materialien ein, zerreißen sie und arbeiten sie für die folgende Stümpfung und den Feinwalzwerken genügend und in gleichmäßiger Arbeit vor.

(Fortsetzung folgt.)

Erzrösten.

Von Zivilingenieur **Carl Wetzel**, Dresden.

(Schluß von S. 403 d. Bd.)

Damit die aus dem Röstgut ausgetretenen Gase nicht unmittelbar mit den glühenden Heizflächen in Berührung kommen, können die Luftkanäle *n* oben überdeckt werden und unten so weit von den Muffelspitzen abstehen, daß letztere mit etwas Erz bedeckt bleiben.

Um dies besser zu erreichen, können die Zugmuffeln die in Fig. 3 dargestellte Form und Anordnung erhalten. Die Form ist aber nur als Beispiel gegeben; auch könnten mehr oder weniger Reihen von Muffeln *a* und Kanälen *n* über- und nebeneinander angeordnet werden. Unten sind die Kanäle *n* offen, damit etwa hineinfallendes Erz unten austreten kann.

Ganz senkrechte, gleich weite Erzzüge entstehen, wenn die Kanäle *n* in der Weite der Muffeln *a* hergestellt werden; sie sind aber bei der Anordnung in Fig. 1—3 der Raumersparnis wegen nicht so weit angenommen.

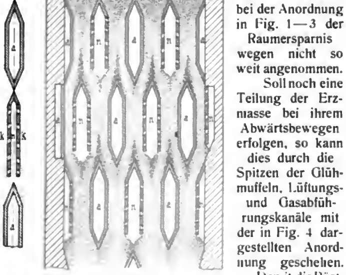


Fig. 3 Fig. 4

Soll noch eine Teilung der Erzmasse bei ihrem Abwärtsbewegen erfolgen, so kann dies durch die Spitzen der Glühmuffeln, Lüftungs- und Gasabführungskanäle mit der in Fig. 4 dargestellten Anordnung geschehen.

Damit die Röstmasse beim Abwärtsbewegen zwischen den schrägen Gleitflächen nicht stocken kann, ist die Durchzugweite an diesen Stellen etwas reichlicher als die Hälfte der Zugweite zwischen Muffel *a* und Kanal *n* angenommen.

Durch diese Teilung der Erzzüge an den Spitzen der Muffeln und Kanäle werden die an den Glühflächen erhitzten Massen beim Abziehen in die Mitte der Masse — in die Mitte des Erzzuges — hineinbewegt. Nur an der linken Seite zeigt sich, daß die an der oberen Glühfläche anliegende Masse nochmals an die darunter befindliche Glühfläche und an dieser Seite in den Abzug gelangt. Auf der rechten Seite gleitet die an der oberen Glühfläche erhitzte Masse an derselben Seite an den Kanalflächen in den Abzug. Die Masse wird aber doch an beiden Seiten des Ofens direkt mit Glühflächen in Berührung gebracht.

Wenngleich dieser Schachtofen (Fig. 1—4) zum Rösten von nicht sinternden Erzen angenommen worden ist, so ist es doch nicht ausgeschlossen, daß bei zu großer Steigerung der Temperatur und wechselnder Beschaffenheit des Erzes Sinterungen an den Glühmuffeln vorkommen können.

Um zu vermeiden, daß die Temperatur eine gewisse Höhe überschreitet, ist die Temperatur in den Glühmuffeln durch Schaulöcher zu beobachten. Nach der höchsten zulässigen Rösttemperatur ist dann die Feuerung zu führen, und durch Abziehen von etwas geröstetem Erz die Bewegung des Erzes an den Glühmuffeln recht oft auszuführen.

An den Glühmuffeln bereits gesinterte Massen werden beim Niedergehen des Erzes von den Glühflächen abgeschoben und, da sie innerhalb der Röstzone nicht erstarren, ohne Störung des Erzzuges nach unten an die Abzüge bewegt.

Bei der Verwendung von Glühmuffeln aus Chamotte sind die Röstschächte im Längsschnitt (Fig. 2) nur 550 mm weit, im Querschnitt aber etwa 1300 mm. Bei dieser Weite eines Schachtes ist bei nicht zu großer Höhe der Abzugschächte ein gleichmäßiges Nachsinken des Erzes zwischen den Glühmuffeln und Luftkanälen beim Abziehen von geröstetem Gut zu ermöglichen. Die Höhe des Ofens beträgt etwa 5,50 m.

Zur annähernden Bestimmung der Leistung soll ein Ofen, der in der Höhe der Feuerzone etwa 1,80 cbm Erz enthält und stets in voller Glut steht, i. d. Stunde 0,4 cbm, in 24 Stunden 9,6 cbm geröstetes Erz liefern. Beträgt das Gewicht von 1 cbm Erz etwa 2000 kg, so

ergeben 9,6 oder rd. 10 cbm Erz 20 000 kg = 20 t.

Bei der Rentabilitätsberechnung wurden für Baukosten des Ofens mit einfacher Feuerung für 1000 kg Leistung 70 M und für die Röstkosten für 1000 kg einschl. Beschickung und Feuerung des Ofens 1,75 M angenommen. Bei günstigeren örtlichen Verhältnissen und bei billigstem Bezuge von Kohlen können sich diese Kosten etwas niedriger, bei anderen Verhältnissen etwas höher stellen. Da das Erz in kleinen Mengen gezogen werden soll, sind vier Mann am Tage und zwei Mann des Nachts zur Bedienung gerechnet. Bei den Baukosten ist eine Einrichtung für Druckluftbetrieb nicht eingerechnet.

Bei der Leistung von 0,4 cbm i. d. Stunde wird das Erz 4,5 Stunden in der Feuerzone gehalten. Eine Proberöstung in einer anderen Feuerungseinrichtung hat zu der Annahme geführt, daß sich das klare, nicht sinternde Erz in dieser Zeit genügend weit abrösten lassen werde.

Hierbei ist damit gerechnet, daß die höchste zulässige und vorteilhafteste Temperatur herrscht. Für den Fall nun, daß bei einer weitgehenden Abröstung diese Leistung nicht erzielt wird, wurde noch eine Vergrößerung des Schachtofens in Aussicht genommen. Hierzu könnte der Ofen noch um mehrere Schächte verlängert, nötigenfalls auch erhöht und erweitert werden. Da aber eine Vergrößerung der Feuerung nicht beabsichtigt war, so mußte von einer Erweiterung und Erhöhung des Schachtes abgesehen und zur besseren Wärmeausnutzung und zur Erhöhung der Leistung gleich vier Schächte angebaut, also sechs Schächte mit derselben Feuerung in Betrieb gestellt werden. Bei dieser Anordnung könnte das Erz, wenn mit einer Leistung von 0,4 cbm i. d. Stunde gerechnet wird, 13,5 Stunden in der Feuerzone gehalten werden. Es soll aber nur so lange darin bleiben, als zu einer weitgehenden Abröstung nötig ist. Die Leistung dieses Ofens richtet sich dann ganz nach der Beschaffenheit und der weitgehendsten Abröstung des Erzes.

Bei der Befeuerung von sechs Schächten wird noch eine gleichmäßige Temperatur in der Länge des Ofens erzielt, wie sie beispielsweise bei Muffelöfen zum Brennen von Glasurwaren von etwa 4 m Länge bis zu 10 cbm Fassung erreicht wird, die mit einer Feuerführung, unten nach hinten, dann nach vorne und wieder nach hinten gehend, eingerichtet sind.

Es sollte auch noch ein anderes Erz mit leicht sinternden Beimengungen geröstet werden. Beim Rösten solcher Erze, die ein Zusammenbacken der Masse herbeiführen, wird der Schachtofen zwischen den Glüh- und Lüftungsflächen bei Aufrechterhaltung der Hitze nicht verstopft werden; die Masse wird auch in erweichtem Zustande nachsinken. Aber im unteren Teil, in den nach unten verengten Abzugschächten, wo die Temperatur abnimmt, wird sie so fest zusammenbacken, daß sie nicht ohne vorherige Zerkleinerung herausgezogen werden kann.

In diesem Falle müssen die Schachtabzüge näher an die Feuerzone gebracht werden, damit man die Masse in erweichtem Zustande herausziehen kann, oder gleich so hergestellt werden, daß sich das niedergehende Erz an den Seitenwänden auf geneigten Flächen durch Oeffnungen in untergeschobene Gefäße abziehen läßt. Die an der Seite angebrachten Abzugöffnungen müssen mittels Schieber geschlossen werden können. Die Schieber müssen auf und nieder bewegt werden, um das erweichte Erz in der vollen Breite der Abzüge austreten zu lassen und um den Massedruck am Ausfluß besser regulieren und halten zu können. Die Röstmasse dürfte aber nicht soweit erweichen, daß sie die Luftkanäle im Röstschacht ausfüllen könnte.

Wie in Fig. 1 zu erkennen, könnten die Schachtabzüge in der Höhe der unteren Kanten der Muffel m schräg nach unten gerichtet, in den äußeren Seiten des Schachtofens angebracht werden, wodurch ermöglicht wäre, jede Schachtseite für sich abzuziehen. Bei der dargestellten Anordnung kann man die Erzmasse von einer Seite mit einer Krücke abziehen. Es kann auch eine Transportschnecke Anwendung finden, die das Material nach beiden Seiten in gleichmäßiger Stärke herausbefördert. Der Abzug ist aber unten zweckmäßig so eng als möglich herzustellen, um beim Wegschaufeln oder Abziehen des Erzes ein gleichmäßiges Sinken der Masse in der ganzen Höhe des Schachtes zu bewirken.

Diese Schachtöfen eignen sich nicht für Erze, die beim Rösten soweit erweichen, daß sie laufig-flüssig werden und in diesem Zustande die Lüftungs- und Gasabführungskanäle ausfüllen.

Da das leicht sinternde Erz bei höherer Temperatur geröstet werden sollte, sind zwei nebeneinander angeordnete Herdöfen mit Unterfeuerung, wie in Fig. 5 dargestellt, gewählt worden. Jeder Herd ist 5 m lang und 1,50 m breit, die Heizfläche beider Herde beträgt somit 15 qm. Bei 0,12 m dicker Beschüttung fassen beide Oefen 0,12 . 15 = 1,80 cbm Erz. Um hierbei in 24 Stunden etwa 20 t geröstetes Erz zu erzielen, müßten 5 bis 6 Ziehungen ausgeführt werden können.

Auch bei dieser Ofenanlage hat man Zeit und Raum zur Ausführung der Röstarbeit möglichst klein bemessen. Bei fünf Ziehungen in 24 Stunden beträgt die Röstzeit unter Berücksichtigung der Zeit für das Abziehen und Aufbringen des Röstgutes 4,5 Stunden.

Das klare Erz wird nach Ausbreitung auf dem glühend heißen Herd sogleich energisch durchwärmt, gerührt und durchlüftet, wodurch die Sinterung verzögert und erst nach vollständiger Durchwärmung der Masse auf eine bestimmt hohe Temperatur in vollem Maße eintreten wird. Da zu starke Erhitzung die Todröstung des Erzes befördert, so darf allerdings die Temperatur nur so hoch getrieben werden, daß eine weitgehende Abröstung in kurzer Zeit zu erreichen möglich ist.

Um die Wärme im Ofenraum möglichst gut zusammenzuhalten, ist der Raum in der Mitte des Ofens etwa 50 cm hoch angenommen. Das Erz wird auf die Oefen gefahren und nach Abheben der Verschlußdeckel a durch die Fülllöcher verteilt in die Oefen gebracht, wo-

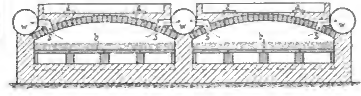


Fig. 5.

nach es von beiden Stirnseiten der Oefen gleichmäßig dick auf dem Herd b ausgebreitet wird. Nach dem Rösten kann es an beiden Seiten der Oefen herausgezogen werden. Da das Feuer unter den Muffelherd geführt wird, werden auch bei diesen Oefen die Feuergase von den Röstgasen getrennt gehalten und zum Abzug gebracht.

Damit die Stirnseiten der Oefen zugänglich bleiben, sind die Feuerungen an der Seite angeordnet. Die Feuergase werden an einer Stirnseite der Oefen unter die Plattenherde geführt und gleichmäßig verteilt unter diesen bis an die andere Stirnseite geleitet, wo sie in den mit dem Schornstein verbundenen Abzugkanal ziehen. Auf die Länge von 5 m können die Feuergase eine gleichmäßige Rösttemperatur entwickeln. Die Feuerungen sind mittels Schieber im Abzugkanal regelbar.

Das auf dem glühenden Herd *b* liegende Erz wird in kurzer Zeit durchglüht. Die entstehenden Röstgase werden durch einige Abzüge *s* in der Ofendecke in die Kondensationsröhren *w* geleitet, wo sie abkühlen und Röststaub sowie möglichst schon Schwefel absetzen sollen. Aus diesen Röhren werden die Gase in die zur Ausnutzung derselben hergestellten Vorrichtungen bewegt.

Zum Abziehen des gerösteten und entschwefelten Erzes werden die Röstgase aus den Oefen getrieben und die Rohrleitungen geschlossen. Das Feuern wird auch während der Beschickung des Herdes mit Erz nicht unterbrochen.

Die zum Durchlüften des Erzes nötige Luft wird durch kleine Oeffnungen in den Ofentüren oder neben diesen eingeführt oder bei verschlossenen Türen zeitweise oder fortwährend eingeblasen.

Damit die Röstgase beim Rühren und Durchlüften des Erzes nicht durch die geöffneten Ofentüren austreten, sollte in den Röhren *w* während des Rührens bei offenen Ofentüren eine schwache Luftströmung hergestellt werden, um die Gase aus den Rösträumen zu ziehen und fortzutreiben. Damit ferner die wenigen Gase, die vielleicht noch durch die Türen austreten sollten, von dieser künstlich erzeugten Luftströmung gefaßt und angezogen werden, soll die Luft, die in die Röhren *w* getrieben wird, oberhalb der Ofentüre, unter einem angebrachten Fangschirm abgezogen werden.

Nun sollte aber noch die im Röstraum erzeugte Wärme auch während des Rührens der Masse zu halten gesucht werden. Einige Ausführungsbeispiele dazu bieten die Fortschaufelungsöfen mit Maschinenbetrieb. Da aber die hier in Frage kommenden Röstöfen eine rechteckige Form haben, sind solche Rührvorrichtungen in einer anderen Gestalt und Anordnung zur Verwendung zu bringen.

Zum Rühren des Erzes bei verschlossenen Türen soll ein in der Breite des Herdes hergestellter Rührer mit zwei, drei oder vier Reihen schaufelförmiger Haken eingesetzt werden, der an beiden Seiten mit Zugdrähten verbunden ist, an denen er nach Bedarf hin- und hergezogen werden kann. Die Zugdrähte werden durch passende Löcher in den Türen oder Ofenwänden gezogen. Bei Abdichtung der Drahtzugführungen ist Ausströmen von Röstgasen in die freie Atmosphäre ausgeschlossen.

Zum Zwecke der Durchlüftung des Erzes während des Rührens kann hinter jedem Rührhaken oder jeder Rührschaufel ein Luftrohr angebracht werden, aus welchem die eingeblasene Luft bis auf den Herd niederströmt.

Bei Anordnung dieser Lüftungseinrichtung werden statt der Drähte Röhren als Zuggestänge verwendet, durch die die Luft zu den hinter den Rührschaufeln angebrachten Röhren gelangt.

Das Zuggestänge wird in den Ofenwänden in abgedichteten Lagern geführt und außerhalb des Ofens durch Gleitrollen gestützt. Diese Lüftung ermöglicht zugleich, die Rührhaken oder Schaufeln stets mit Luft zu kühlen.

Da sich die Schaufeln schnell abnutzen, so müssen besonders die auf dem Herd schleifenden Teile auswechselbar gemacht werden. Man hat schon versucht, sie aus Ton herzustellen, besser ist Porzellan. Auf gleichmäßiger Erhitzung des Erzes ist besonders Bedacht zu nehmen, damit die Edelmetalle geschont und nicht durch stellenweise zu starke Erhitzung des Erzes reduziert werden.

Statt des Zweiherdofens hätte auch ein Röstofen mit übereinander liegenden Herden, bei welchen die Röstgase von den Feuergasen getrennt bleiben, angenommen werden können. Man sah jedoch hiervon ab, weil das Erz mit leicht sinternden Beimengungen beim Rösten in höheren Temperaturen in erweichtem oder zusammengebackenem Zustande nicht gut von einem Herd auf den anderen bewegt werden kann. Im vorliegenden Falle mußte man aber damit rechnen, daß das Erz schon bei schwacher Rotglut erweicht werde.

Neuerungen in der Papierfabrikation.

Von Professor **Alfred Haussner**, Brünn.

(Fortsetzung von S. 410 d. Bd.

Sulfitkocher müssen erfahrungsgemäß ausreichenden Schutz gegen den Laugenangriff erhalten. Es ist dies einer der heikelsten Punkte für die tadellose Arbeit der Kocher. Sind es doch nicht einzig und allein die chemischen Einwirkungen, welche zu fürchten sind, sondern auch der Wärmewechsel sowie die rein mechanischen Angriffe im gewöhnlichen Gebrauch. Die älteste der erprobten *Auskleidungen* ist jene durch Blei, wobei allerdings manche Schwierigkeiten bestehen, welche in der Natur des Bleies einerseits, in der des Eisens, aus welchen die Kocherwände aus Festigkeitsrücksichten bestehen müssen, andererseits begründet sind. *Stahl & Grau* (D. R. P. 137885) geben eine neue Form der Bleiauskleidung an, welche manches für sich hat. Ein Gerippe aus gestanztem Blech oder Draht wird an der zu schützenden Wand mittels Nieten oder Schrauben unter Verwendung von Distanzrollen befestigt. Dann legt man je nach der gewünschten Dicke des Bleimantels in entsprechender Entfernung von der zu verbleienden Oberfläche eine Platte oder einen Kern aus Lehm oder dergl. fest und umgießt das zwischen der Eisen- und der Lehmplatte befindliche Gerippe mit flüssigem Blei, welches nach dem Erstarren eine ganz glatte, mit dem Eisenblech fest und dauernd zusammenhängende Schicht bilden soll.

Einige Anregungen beziehen sich auf die bekannte zementartige Auskleidung der Kocher. *Wenzel & Nobis* (D. R. P. 128830) schlagen vor, zur Auskleidungsmasse neben Portlandzement auch Faserasbest, Asbestmehl und Hochofenschlacke zu benutzen. Die Zugfestigkeit dieser Masse wird noch durch Einlagen von Asbestgespinnstlitzen erhöht, welchen die allzu große Dehnbarkeit durch Tränken mit einer Mischung von Glas- und Asbestmehl sowie Wasserglas entzogen wurde.

Ernst Hentschel (amerikan. Patent 719216) mauert doppelt aus, gibt aber zwischen die beiden Ringmauerlagen eine säurebeständige Masse aus Bleiglätte, Portlandzement, Quarz oder zerkleinerten feuerfesten Ziegeln, dann Wasserglas und Glyzerin, welch letzteres wohl kaum zur Erhöhung der Festigkeit beitragen dürfte.

Panzl verwendet eine unmittelbar an der Kocherwand anliegende Auskleidung aus Chamotte, Schlacke, gebrannten Zement und Kohlenteer, dem Wasserglas zugesetzt wird. Beim Auftragen muß die Kocherwand etwas angewärmt sein. Angeblich soll diese Masse einen etwas größeren Ausdehnungskoeffizienten als das Eisen haben und sich gerade deshalb während des Betriebes gut an die Wand anschmiegen. An die Mörtelschicht gegen das Kocherinnere legt sich ein doppelter Ziegelring, welcher mit einer der vorgeschilderten ähnlichen Masse als Mörtel zu vermauern ist.

Lanzendorfer (amerikan. Patent 744769) benutzt Steine mit zahlreichen, nach den geraden Linien des Kochers verlaufend gelegten Rillen, welche während der Anarbeitung der Auskleidung mit Zement vergossen werden.

Eine weniger in das Belieben der Arbeiter gelegte Kocherbetriebsweise und hiermit verbundene Gleichmäßigkeit, sowie Verbesserung der Kochung sucht *Luke* (amerik. Patent 683129) dadurch zu erzwingen, daß die Dampfeinströmung, sowie die Abgasöffnungen als Düsen von ganz bestimmtem Halbmesser ausgeführt werden. Dann soll es möglich sein, bei ganz oder teilweise offenen Absperrorganen befriedigende Strömung zu erreichen. Es kann wohl ohne weiteres bezweifelt werden, daß bei dieser Anordnung die Wirkung der Drosselung ausgeschaltet und damit die Strömung allzeit unbeeinflußt bleiben werde. Daß zweifellos gute Ventilkonstruktionen manches gute, hier wie anderwärts, bewirken können, ist allerdings klar, bedarf keiner weiteren Erörterung.

Zur *Heizung der Kocher* mittels in dieselben verlegter Heizschlangen aus Blei empfehlen *Jablonsky* & *Wiborg* (D. R. P. 137063), eine Anordnung, welche die Heizfläche sicher und dauernd gut ausnutzbar macht. Die Heizschlangen werden um ein zylindrisches, im Kocherinnern festverankertes Traggestell gewickelt und an ihm befestigt, so daß die Kochlauge die Schlange von allen Seiten umspülen kann.

Ins Kocherinnere an eine Art Rahmen legt auch *Farland* (amerikan. Patent 741530) die Heizschlange und unterhält Zirkulation der Kocherflüssigkeit mit nach außen geführten Rohrleitungen und eine in diese eingeschaltete Pumpe.[10])

Anscheinend vielversprechend ist die Kocheranordnng für Natronzellstoff von *Gore*, welche möglicherweise der Sulfatzellstoffindustrie ihren schweren Kampf gegen die Sulfitkochung wesentlich erleichtern und sie ökonomisch vorteilhafter gestalten kann.

Fig. 23. Sulfatzellstoffkocher nach Gore.

Im wesentlichen wird dabei ein Kreislauf der Kochlauge hergestellt, wobei letztere selbsttätig ununterbrochen während des Betriebes kaustisch gemacht und insbesondere das entstehende kohlensaure Natron, sowie andere Umsetzungsprodukte in Aetznatron übergeführt werden. Fig. 23 zeigt das Prinzip der Anordnung. (Vergl. Papierzeitung 1903, S. 1282.) An den Kocher *A* von im allgemeinen bekannter Einrichtung wird das Gefäß *B* durch Rohrleitungen *C* unten und *D* oben geschlossen. In *B* sind auf gelochten Stützen *G* Filter *F* angebracht, deren gelochte Bodenplatten *f* die Verbindung mit den Kanälen *g* in den Stützen *G*, dadurch mit dem wagerechten Außenring *e*, durch diesen mit der Pumpe *E* und der Rohrleitung *D* herstellen. In *B* füllt man so viel Aetzkalk als erfahrungsgemäß zum ununterbrochenen Kaustizieren erforderlich ist, wobei übrigens der Rührer *H*, welcher von außen durch den Rädertrieb *J* drehend betätigt werden kann, gut mischend mitwirkt. In den Kocher, ebensowohl wie in das Gefäß *B* wird übrigens unverdünnte Ablauge von einer früheren Kochung gefüllt zusammen mit frischer Natronlauge in Mengen, welche sich nach der Natur des Holzes richten.

Man kocht nun mittels Dampf in üblicher Weise und unterhält Zirkulation mit der Pumpe *E*. Dabei gelangt also die im Kocher tätig gewesene Lauge immer wieder von unten in das Kaustizierungsgefäß *B* zurück, wird durch den Aetzkalk ätzend gemacht, steigt auf, wird in *F* durch den in den Doppelwandungen enthaltenen Quarzsand filtriert, worauf die Lauge ätzend und gereinigt neuerlich durch Pumpe *E*, Rohr *D* und Rückschlagventil *c* bei *e* in den Kocher oben zurückkommt. Durch diese Betriebsweise sollen, abgesehen von der Bequemlichkeit des Betriebes bis 40 v. H. an Lauge zu ersparen sein. Auch kann sogar die Filtrierung bei *F* für ordinären Zellstoff weggelassen werden.

Die Frage der *Weiterbehandlung und Verwertung der Ablaugen der Zellstoffkochungen* ist nach wie vor eigentlich noch ungelöst, wenn man wirklich anerkannte praktische Erfolge fordert, trotz der schönen Anläufe, welche schon genommen und in vorangegangenen Berichten erwähnt worden sind. In dieser Richtung ist es wohl gestattet, sich auf die Zusammenfassung des Vorsitzenden des Vereins der deutschen Zellstoff-Fabrikanten zu stützen, welcher in der Jahresversammlung am 17. Juni 1905 feststellte, daß bis dahin keine brauchbare Verwertung großer Ablaugemengen zutage gefördert worden sei.

Mit Ablauge gekittete Preßkohlen, für die in letzter Zeit insbesondere Dr. *Ernst Trainer* (D. R. P. 136322, 140542, 142862 und 144819) eingetreten ist, sollen beim Verbrennen unangenehmen Geruch verbreiten und im Laufe der Zeit zerfallen, weil sie Wasser aus der Luft anziehen.

Das Eindampfen der Ablauge für die Verwendung als Brennstoff ist zu teuer, namentlich deshalb, weil die Eindampfgefäße angegriffen werden, selbst dann, wenn die Ablauge alkalisch gemacht wird. Darnach scheint es, als ob die unzweifelhaft in den Ablaugen vorhandenen, für das Eindampfen eigentlich theoretisch ausreichenden Wärmemengen doch sich praktisch, wenigstens derzeit vorteilhaft nicht ausnutzen ließen[11]).

Das Ableiten der Ablauge in große Wasserläufe schädigt nach sorgfältigen Untersuchungen, wie sie insbesondere in einem Vortrage von Dr. *Gottstein* in der 76. Versammlung deutscher Naturforscher und Aerzte in Breslau auseinandergesetzt worden sind, die Fische nicht. Darnach ist der Zwang, welcher aus, wie es kaum anders

[10]) Man vergl. im Prinzipe ähnliche ältere Ausführungen, z. B. D. p. J. Bd. 276, Taf., 3.

[11]) Man vergl. hierzu etwa ein neues Verfahren von *Dorenfeldt* nach D. R. P. 129227 (vergl. D. p. J. Bd. 317, S. 762), von *Trippe* nach D. R. P. 133312 und *Szamek* nach D. R. P. 130655. Ob das Vergasen statt des Verbrennens, wie es Dr. *Besemfelder* in der Papierzeitung 1902, S. 2402 ff. in einem großen Kreisprozeß vorschlägt, wirklich nutzbar ist, müßte wohl erst erprobt werden.

bezeichnet werden kann, Ueberängstlichkeit in vielen Fällen auch bei sonst Vertrauen verdienenden Einrichtungen geübt wird, kaum zu rechtfertigen. Dies um so weniger, weil die Forderung anderweitiger Vernichtung der Ablaugen, insbesondere vollständiges Eindampfen, nach weitverbreiteten Ansichten geradezu zum Ruin der Zellstoffindustrie führen würde, die doch einen so großen und wichtigen Teil des Volkswohlstandes bedingt. Ein in Fischereiangelegenheiten anerkannter Sachverständiger, *Weigel*, sagt, es sei unrichtig, Fabriken, die an ausreichend großen Wasserläufen liegen, zu zwingen, ihre sauren Abwässer völlig zu neutralisieren, weil saure Abwässer das Flußwasser unter Umständen enthärten, was für viele Zwecke vorteilhaft sei. Auch zu großen zementierten Klärgruben zu zwingen, ist verfehlt, weil solche Gruben auf die Dauer nie dicht bleiben, durchsickernde Ablauge aber das Grundwasser dauernd verseuchen kann. Die abgestumpfte Ablauge zeitigt Pilze, fault. Sonach ist es am besten, die frische Ablauge in den Fluß zu leiten[12]).

Und doch wäre es so vorteilhaft die wertvollen organischen Substanzen der Ablauge und diese selbst nutzbar zu machen. Auf Kleinigkeiten ist allerdings mit Rücksicht auf die großen Ablaugemengen nichts zu geben, wie etwa das Verfahren *Bache-Wiig* (D. R. P. 129326) um Eier und andere Stoffe zu überziehen und haltbarer zu machen, oder der Zusatz zu Formsand. Verlockend ist es, die organischen Stoffe der Ablaugen tunlichst unmittelbar wieder in die organische Welt zurückzuführen durch ihre Verwendung in der Landwirtschaft. Dr. *Frank* kam in letzter Zeit gelegentlich der Erörterung der Futternot auf die Benutzung der Ablauge zu Viehfutter nach bereits von ihm ausgearbeiteten Vorschlägen zurück. Vielleicht ist wirklich nach dieser Richtung wenigstens eine teilweise Lösung zu erhoffen, besonders nach den unmittelbar praktisch ausgeführten Fütterungsversuchen von Professor *Lehmann*[13]).

Das Verfahren von *Th. Knösel* (D. R. P. 128213), die zur Syrupdicke eingedampfte Sulfitablauge mit *Thomas*-Mehl zu versetzen und letzteres dadurch noch vorteilhafter für Dungzwecke in der Landwirtschaft zu gestalten, scheint nach den Untersuchungen von Professor *F. B. Ahrens* in Breslau auch nicht zu entsprechen, trotzdem behauptet worden ist, daß dadurch fast 98 v. H. der Phosphorsäure in zitratlöslichen Zustand übergeführt werden könnten. Schmieren oder leimartige Körper können zwar, wie dies in dem Gerbleim von *Mitscherlich*, wie früher bereits berührt und jüngst nach einem neuen D. R. P. 149461 von *Katz* der Fall ist, aus Ablaugen erzeugt werden, aber es sind auch verhältnismäßig kleine Mengen, die hierzu verbraucht werden. Aehnlich liegt es mit der Verwendung bei feuerfesten Steinen nach D. R. P. 159377 von *Heinrich Spatz*, oder in dem Verfahren von *Melhart* (D. R. P. 148275), um Torf, Lignit und dergl. mit eingedickter Sulfitablauge Feuchtigkeit zu entziehen und dadurch meilerbar zu machen.

Sollte das Verfahren von *Max Hönig* (D. R. P. 132224 und 152236) einschlagen, wonach Gerbstoffextrakte aus den Sulfitablaugen gewonnen werden, welche für die Gerberei ohne weiteres brauchbar sind, so wäre tatsächlich für große Ablaugenmengen eine nutzbringende Verwendung geschaffen.

Eine vorteilhafte Verwendung der Ablaugen sowohl für die Sulfit- wie für die Sulfatzellstoffgewinnung ist denkbar bei den jüngster Zeit aufgetauchten Vorschlägen, die Ablaugen zur Darstellung von *Halbzellstoff*, also nicht vollständig aufgeschlossenem Zellstoff zu benutzen. Das Verfahren von *Bergerhoff* (D. R. P. 160651) geht von der Sulfitablauge aus, welche gegebenenfalls unter Beigabe von frischer Sulfitlauge zum Kochen des in üblicher Weise zerkleinerten Holzes verwendet wird, um letzteres soweit aufzuschließen, daß es in einer zweckentsprechenden Vorrichtung, z. B. in einem Kollergang zerfasert werden kann. Die Kochung dauert etwa 3—4 Stunden bei etwa 128 °.

Graf *Henckel-Donnersmark* bezweckt ähnliches nach dem französischen Patent 353997 für Natronzellstoff, indem Holz unter Druck mit frischer und gebrauchter Lauge (Ablauge) gekocht und dann geschliffen werden soll. Hierdurch folgt ein für ordinäres Papier und Pappen geeigneter Stoff, welcher beim Schleifen nur etwa die Hälfte der sonst nötigen Kraft fordert.

Wenn die Ablauge für solche Zwecke benutzt werden soll, so ist es selbstverständlich, daß man sie tunlichst unverdünnt bekommt, also ist demgemäß das Ausblasen der Kocher, das Waschen und dergl. entsprechend zu leiten, der ausgeblasene Stoff etwa unmittelbar auf Siebe zu leiten, wie von *Laughlin* (amerikan. Patent 706441) vorgeschlagen.

Was die *Verwendung des Zellstoffes* zu anderen, als unmittelbar papiertechnischen Zwecken anlangt, so hat sich die in den vorangegangenen Berichten bereits erwähnte *Viskose* nach den Patenten von *Croß & Bevan* tatsächlich schon ein weites Feld erobert. Eine ausführliche Zusammenstellung bietet die unten angegebene Quelle[14]).

Viskose ist nach den genannten Patenten eine Lösung von Zellstoffxanthat in Wasser. Es wurde neuerer Zeit das französische Patent 309548 genommen, welches darauf ausgeht, der Viskose die färbenden Eigenschaften zu nehmen und sie in dieser Art zum Leimen feinerer Papiere, beim Appretieren feiner Garne und Gewebe zu benutzen. Es geschieht dies mit Hilfe einer schwachen Säure (z. B. Essigsäure) und einem entwässernden Stoff wie Salzlösung oder Alkohol.

Viskoseseide durch Ausspritzen von Viskoselösungen ist eine weitere Anwendung. Fürst *Henckel-Donnersmark* hat nach dieser Richtung weitere D. R. P. 152743 und 153817 genommen. Darnach wird die bekannte Behandlung der Viskosefäden mit Ammoniumsalzen durch eine solche mit geeigneten Metallsalzlösungen ergänzt, um die das Spinnen hindernde klebrige Beschaffenheit der Fäden zu beseitigen. Die Metallsalze können auch unmittelbar dem Ammoniumsalzbade hinzugefügt werden.

Viskose läßt sich bei sachgemäßer Behandlung als Klebstoff längere Zeit aufbewahren. Auch wasserbeständige Häutchen liefern gewisse Zellstoffazetate. Zelluloidähnliche Massen erhält man durch Verschmelzen von Zellstoffazetat mit Phenolen oder deren Abkömmlingen bei 40—50 °.

Zellstoff als Faserstoff hat sich nun entschieden auch für die Spinnereitechnik bereits ein Feld erobert. Es kommen dabei Streifen in Frage, welche aus Zellstoff entweder auf dem Rundsiebe, Verfahren *Türk*, dadurch erzeugt werden, daß das Sieb nur nach dem Umfange verlaufende Streifen zur Papierbildung darbietet, oder auf dem Langsiebe durch Teilen mittels auf das Langsieb treffender Wasserstrahlen Patente *Kron* (D. R. P. 136371, 142678, 149444, 159418) für die durch das Warenzeichen *Sylvalin* geschützten Garne. Die vorerwähnten, rohen Faserstoffstreifen werden einigermaßen entwässert, aufgerollt und dann etwa auf Ringspinnmaschinen versponnen, erstere nach einem Nitschelprozeß der auf dem Rundsiebe er-

[12]) Dies ist somit denkbar, aber die Ablaugen zu zerstäuben und so ohne weiteres in die Luft zu blasen, wie es sich *Stone* (amerikan. Patent 683350) schützen ließ, sieht doch entsetzlich aus.

[13]) Vergl. z. B. Papierzeitung 1904, S. 2465, 3367 a. a. O.

[14]) Dr. *B. M. Margosches*. Die Viskose, ihre Herstellung, Eigenschaften und Anwendung. Leipzig 1906.

zielten Bändchen. Auch hierüber ist bereits eine zusammenfassende Schrift erschienen[15]).

Thiele schlägt vor (D. R. P. 134312), die Festigkeit der Zellstoffäden dadurch bedeutend zu erhöhen, daß man dieselben vor dem Trocknen durch Agentien von dem chemisch gebundenen Wasser befreit, wie etwa durch Chlorcalcium, überhitzten Wasserdampf, u. a. Aber auch die Herstellung dünner Fäden durch nachträgliches Ausstrecken ursprünglich dick ausgespritzter Zellstoffäden erklärt *Thiele* (D. R. P. 154507) als vorteilhaft. Schwefelhaltige Hydrozellulose will nach dem D. R. P. 137206 *Sthamer* herstellen. Endlich soll ein gutes Bindemittel, insbesondere für Mineralfarben, durch Eintragen von festem Zellstoff in Wasserglaslösung nach D. R. P. 162340 von *Junkers* zu erhalten sein.

c) *Betriebswasser.*

In so vielen Industrien, ganz besonders aber in der Papierfabrikation spielt, wie übrigens auch in vorangegangenen Berichten betont ist, gutes Betriebswasser eine ganz außerordentliche Rolle. Wasser ist eigentlich als einer der wichtigsten Rohstoffe zu betrachten. Es kommt hier für das Papier einerseits der Umstand in Betracht, daß tunlichst reines, insbesondere eisenfreies Wasser frisch und in ausreichender Menge in die Fabrikation eintrete; andererseits ist mit Rücksicht auf den hohen Wasserbedarf, insbesondere der Papierfabriken, darauf zu sehen, daß die Abwässer entweder wieder gebrauchsfähig gemacht, oder doch ohne ernstliche Schäden für die Umgebung, für andere an den Wasserläufen Beteiligte abgeleitet werden können.

Für die Papierfabrikation kommt es dabei darauf an, Fasern, welche in leider meist nur allzu reichlicher Menge in die Abwässer gelangen, zurückzuhalten, um diese weniger schädlich für die Folge zu gestalten und überdies die an sich in der Papierfabrikation brauchbaren Fasern in jene zurückzuführen, um wirtschaftlicher zu arbeiten. Die hierher gehörigen *Stoffänger* sollen im Anschluß an die Papiermaschinen behandelt werden. Hinsichtlich sonstiger Umstände, welche die Fabrikationswässer betreffen, Filter-, Enteisenungsanlagen, die biologischen Verfahren, sowie jene, wobei saure Gärung und dergl. benutzt wird, sei einerseits auf die vorangegangenen Aufsätze des Berichterstatters, andererseits auf eine Zusammenstellung über Wasserreinigung und dergl. aufmerksam gemacht, welche als gesonderte Aufsatzfolge in D. p. J. 1906, Bd. **321**, S. 707 u. ff. für die verschiedenen industriellen Bedürfnisse gemeinsam erschienen ist.

(Fortsetzung folgt.)

[15]) *Pfuhl.* Papierstoffgarne. Riga 1904.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Galvanometer. (*Wertheim Salomonson.*) Das neue Instrument beruht auf Verwendung des von *Einthoven* angegebenen dünnen versilberten Quarzfadens, der wie eine Saite senkrecht gespannt ist. Anstelle eines Magnetfeldes werden jedoch entsprechend der *Place*schen Anordnung zwei Metallfäden zu beiden Seiten des Quarzfadens ausgespannt. Der mit einer mikrometrischen Einrichtung zum Spannen des Quarzfadens versehene Fadenträger ist in einem kräftigen auf der Grundplatte des Instrumentes befestigten Rahmen gelagert und kann mikrometrisch nach vorn und hinten eingestellt werden. Die Metallfäden bestehen aus Kupferdraht von 1 mm Durchm. und sind parallel zu senkrechten Hartgummistäben ausgespannt, die auf mikrometrisch verstellbaren Schlitten befestigt sind. Ein Mikroskop ist auf einer senkrechten, mikrometrisch nach der Seite verschiebbaren Säule gelagert.

Zur Verwendung als Galvanometer wird bei der Messung schwacher Ströme durch die Kupferdrähte ein Strom von 1 bis 20 Ampere und der zu messende Strom durch den Quarzfaden geleitet; starke Ströme bis zu 40 Ampere werden durch die Kupferdrähte und in diesem Falle durch den Quarzfaden ein schwacher Strom bekannter Intensität geleitet. Zur Verwendung als Elektrodynamometer werden die Kupferdrähte und der Quarzfaden in Reihe geschaltet. Bei Wattmetermessungen wird der Hauptstrom den Kupferdrähten, der Spannungsstrom unter Vorschaltung entsprechender Widerstände dem Quarzfaden zugeführt. Auch als Elektrometer kann das Instrument verwendet werden, indem jeder der nicht miteinander verbundenen Kupferdrähte einem Quadrantenpaar und der Quarzfaden der Nadel entspricht. Die Ablenkungen des Quarzfadens werden entweder mit dem mit einem Okkularmikrometer versehenen Mikroskop unmittelbar gemessen oder auf einen Schirm projeziert. (Physikalische Zeitschrift 1907, S. 195—198.) *Pr.*

Eisenbahnwesen.

Der preußisch-russische Grenzbahnhof Skalmierzyce. (*Martens.*) Zu den bisher bestehenden sechs Eisenbahnverbindungen an der preußisch-russischen Grenze ist Oktober 1906 die neue Verbindungsstrecke Skalmierzyce — Szczypiorno—Kalisch gekommen, als Verkehrsverbindung zwischen dem mittleren und südlichen Rußland und Mittel-, West- und Süddeutschland. Die Wegverbindung zwischen Berlin und Warschau wird durch die neue Strecke erheblich abgekürzt. Da entsprechend den Vereinbarungen der preußischen Staatsbahnverwaltung mit der Warschau-Wiener Eisenbahngesellschaft die preußischen Personenzüge bis Kalisch fahren, während die russischen Züge in Skalmierzyce endigen, so ist dieser Uebergangsbahnhof für die russischen Züge Endbahnhof, dagegen für die preußischen Durchgangsbahnhof und dementsprechend durchgebildet. Aeußerlich kommt die Trennung in der verschiedenen Spurweite zur Geltung, die für Preußen wie normal 1435, für Rußland dagegen 1524 mm beträgt. Der Bahnhof ist 1,3 km lang, man unterscheidet eine westliche preußische Längshälfte, die nur Normalspur hat und eine östliche russische Seite, auf der preußische und russische Spur nebeneinander verlegt sind; z. B. haben die inneren Gleise der beiden Ueberladebühnen russische, die äußeren preußische Spur. Zum Umstellen von Wagen auf russische Spur und umgekehrt werden Wagen nach System *Breidsprecher* so eingerichtet, daß die Achsen samt den Achsbuchsen schnell ausgewechselt werden, so daß die Wagen ohne Umladung übergehen können; eine große Holzumladebühne in Fußbodenhöhe wird für das Umladen des Langholzes erbaut, ferner ein Bockkran, der je ein Gleis beider Spurweiten überspannt und schwere Stückgüter überladet. Für die Beleuchtung sorgt eine Benoidgasanlage (Luftgas), die etwa 25000 M. insgesamt gekostet hat; es brennen 32 Gasglühlichtflammen zu 50 NK und 345 zu 75 NK, das erzeugte Gas kostet für eine Flamme stündlich durchschnittlich 3 Pfg. Für die Außenbeleuchtung mit Lampen großer Lichtstärken ist *Keros*-Licht (Petroleum-Dampflampen) gewählt. Besondere Schwierigkeiten entstehen beim Uebergang durch die Notwendigkeit des Zusammenarbeitens der beiderseitigen Personale, z. B. werden die Güterzüge vor der Uebergabe von russischen und preußischen Wagenmeistern gemeinsam auf Beschädigungen hin untersucht, die beiderseits unterschriebenen Bemängelungszettel dienen als Grundlage für die Beschädigungsabrechnung.

Die strenge Grenzüberwachung auf russischer Seite erschwert gleichfalls den Verkehr des Personals außerordentlich. (Zeitg. des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 1907, S. 673 bis 677.) *S.*

Londoner Lokomotivschuppen der Great Western-Bahn. (*Frahm.*) Der 5 km vom Personenbahnhof Paddington (London W.) entfernt erbaute Schuppen stellt eine Vereinigung der Rechteck- und der Kreisform dar; in einem rechteckigen Umfassungsraum liegen vier Drehscheiben, von denen die Stände strahlenförmig ausgehen; jede Drehscheibe umgeben 28 ungleich lange Stände mit Arbeitsgruben, von denen je 14 für Tenderlokomotiven, die andere Hälfte für Lokomotiven mit Schlepptender bestimmt sind. Die Einfahrt erfolgt durch zwei gerade in der Längsmitte je eines Drehscheibenpaares einmündende Gleise, die Ausfahrt durch seitlich einlaufende gekrümmte Gleise. Die Ueberdachung des sechsschiffigen Schuppens bilden sechs Satteldächer, getragen von den auf Säulen ruhenden Fachwerkbindern. Vor dem Schuppen ist eine Betriebswerkstätte angeordnet, deren 12 parallele Untersuchungsgleise von einer Schiebebühne bedient werden, die 15,8 m lang ist; die ganze Werkstatt wird von einem Laufkran bestrichen; damit kleinere Reparaturen möglichst in der Betriebswerkstätte ausgeführt werden können, ohne daß die Hauptwerkstätten in Anspruch genommen werden, ist Schmiede, Kupferschmiede und Tischlerei vorhanden. Bureau- und Aufenthaltsräume sind dem Schuppen vorgebaut. Zwischen den beiden Einfahrtgleisen liegt die Bekohlungsanlage, bestehend aus einem rechteckigen massiven Gebäude, das in der Längsrichtung von zwei erhöhten Gleisen für die Kohlenwagen durchschnitten wird, die Bekohlung der Lokomotiven geschieht mit Hilfe von vier Doppelkippern und zwei einfachen Kippern. Ueber der Kohlenbühne ruht ein Wasserbehälter von etwa 1300 cbm auf den massiven Umfassungswänden; der Behälter besteht aus vier trennbaren Abteilungen, das Hauptverteilungsrohr von 38 cm Lichtweite führt zunächst fünf Wasserkränen, sodann den übrigen Zapfstellen Wasser zu. In dem Schuppen sind 154 Lokomotiven beheimatet, die gesamte Besatzung beträgt 811 Köpfe, darunter 184 Lokomotivpersonale. (Zentralblatt der Bauverwaltung 1907, S. 297—298.) *S.*

Feuerschutz für Wagenschuppen. Die Straßenbahngesellschaft in *Cleveland* hat ihre Wagenschuppen durch Längs- und Querwände mit selbsttätig schließenden Türen feuersicher unterteilt. Ferner sind Regenvorrichtungen angebracht, die aus zwei getrennten Wasserbehältern gespeist werden können. Sofern Anschluß an die städtische Wasserleitung vorhanden ist, ist nur ein Wasserbehälter vorgesehen. Um im Winter einem Einfrieren dieser Behälter vorzubeugen, wird das Wasser durch Dampf oder Gas erwärmt. Zur Prüfung der Wassertemperatur führt von jedem Behälter ein Fallrohr herab, in dem ein Thermometer angebracht ist. Letzteres zeigt mit genügender Genauigkeit die Wassertemperatur an, nachdem man aus dem Fallrohr etwas Wasser hat ausströmen lassen. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 535—539.) *Pr.*

Eisenbahnmotorwagen. (*Riches* und *Haslam.*) Die *Taff Vale Railway Company* hat für verkehrsarme Linien Motorwagenbetrieb eingeführt. Versuche mit Dampfwagen und elektrisch betriebenen Motorwagen haben ergeben, daß von den letzteren nur der Akkumulatormotorwagen in Betracht kommen kann. Die Anschaffungskosten der Motorwagen anderer elektrischer Systeme waren zu groß, ebenso die Kosten eines Motorwagens mit Dynamomaschine, angetrieben durch einen Petroleummotor, mit Akkumulatorbatterie, die mit den Elektromotoren zur Ueberwindung großer Steigungen parallel geschaltet werden kann. Mit Akkumulatorwagen für 60 Plätze, wie sie in Belgien Verwendung finden, wurden bessere Erfolge erzielt. Das Leergewicht beträgt 45 t, die Kapazität der Batterie 130 Amperestunden, der Anschaffungspreis 90000 M., die Unterhaltungskosten sind groß. Da die Ladezeit dieser Motorwagen ihrer Arbeitszeit gleich ist, kann von einer wirtschaftlichen Ausnutzung nicht die Rede sein. Aus diesen Gründen können sie mit den Dampfmotorwagen nicht in Wettbewerb treten.

In Tabelle 1 sind die Kosten verschiedener Systeme miteinander verglichen:

Anfangs fuhren diese Motorwagen mit einer Geschwindigkeit von 40 km, dieselbe ist jetzt auf 60 km erhöht worden. Tabelle 2 zeigt die Hauptabmessungen der bekanntesten Motorwagensysteme. (The Railway Gazette 1907, S. 54—60.) *H.*

Tabelle 1.

	Kleine Lokomotiven mit Wagen		Wagen mit Akkumulatorenbetrieb		Elektrischer Betrieb Dreischienensystem		Dampf-motorwagen
Anschaffungskosten	Lokomotive Wagen	15000 M. 35000 M.	Wagen Generator-station	80000 M. 23000 M.	Wagen Elektr. Leitung f. 10 km	27000 M. 142700 M.	42000 M.
		50000 M.		103000 M.		169700 M.	42000 M.
Verzinsung und Reparaturkosten		21500 M.		18400 M.		20400 M.	6700 M.
Ausgaben für 1 km (jährlich zurückgelegte Strecke 16000 km)		1,88 M.		1,65 M.		1,80 M.	0,70 M.

Tabelle 2.

	Personen-zahl	Gesamt-länge m	Zylinder Dchm. mm	Zylinder Hub mm	Heiz-fläche qm	Rost-fläche qm	Rad-durchm. m	Wasser-vorrat cbm	Zugkraft kg	Kessel-spannung at
Great Western	61	21,5	305	410	61,5	1,06	1.22	2.05	3150	11
Taffe Vale	73	21,6	270	360	43	0,93	1,08	2,50	2400	12,5
Canadian Pacific	52	22,0	250	280	55	—	1,08	3,40	1140	11,0
Great Northern	59	19.0	305	410	61,0	1,06	1.14	2,50	3100	12,2
Missouri Pacific.	64	24,0	280	305	—	—	1,08	9,00	3200	17,0
Lancashire	56	20,5	305	410	47,5	0,87	1,12	2,50	3400	12,5
Great Central	50	19,0	305	410	56,5	1,20	1,14	2,50	3500	10,2

Lokomotivbau.

Baulokomotiven. Für große Erdbewegungen bei Kanalbauten und Eisenbahnanlagen ist die Verwendung von Lokomotiven dem bisherigen Pferdebetrieb in wirtschaftlicher Beziehung weit überlegen. Der Unterhalt, die Verzinsung usw. von 20 Pferden beträgt täglich etwa 60 M., eine dementsprechende Lokomotive gibt aber nur 21 M. Unkosten. Für Erdbauten kommen fast ausnahmslos zweiachsige Lokomotiven in Frage mit 600, 750 und 900 mm Spurweite. Bei der Berechnung der Zugleistung der Lokomotive sind größere Widerstände als sonst üblich an zunehmen, weil das Gleis mit weniger Sorgfalt verlegt wird wie bei Bahnanlagen für dauernden Betrieb. Der Widerstand auf wagerechter Bahn kann darum für 1 t Zuggswicht zu 5 kg, für 1 t Lokomotivgewicht zu 8 kg angenommen werden. Die mittlere Zugkraft berechnet sich nach der Formel

$$Z = \frac{0,5\, p\, d^2\, l}{D}\ \text{kg},$$

hierbei ist

p = Kesseldruck in at, d = Zylinderdurchmesser,
l = Kolbenhub, D = Raddurchmesser.

Die Geschwindigkeit, mit der die Lasten zu fördern sind kann meistens gering, die Zugkraft aber muß groß sein. Die Hauptforderungen für eine Baulokomotive lauten darum: große Zylinder, kleine Raddurchmesser. Besondere Sorgfalt erfordert die Herstellung des Kessels, weil meistens Speisewasser ohne Reinigung verwandt wird. Zweckmäßig angebrachte Waschöffnungen, kräftige Versteifungen, gutes Material und Arbeit sind wichtige Forderungen. Der Langkessel und de Feuerbüchsenmantel sollen aus einem Stück hergestellt sein, um Nietnähte möglichst zu vermeiden. (Zeitschr. d. Ver. d Ing. 1907, S. 665—669.) *W.*

Schnellzuglokomotiven. (*Sanzin.*) Neben den zweifach gekuppelten Schnellzugslokomotiven kommen neuerdings die dreifach gekuppelten mehr und mehr zur Einführung. Die Vorteile der ersteren sind geringer Widerstand im Triebwerk, günstiger Wirkungsgrad, sparsamer Dampfverbrauch, die Möglichkeit sehr große Triebräder ausführen zu können und relativ kleine Anschaffungs- und Unterhaltungskosten. Ein wesentlicher Vorteil der letzteren, besonders für häufig haltende Schnellzüge, ist aber ihr großes Reibungsgewicht, welches größere Anfahrbeschleunigungen zuläßt. Unter gewissen Bedingungen ist sie auch der $^2/_5$ gekuppelten Lokomotive mit hoher Durchschnittsgeschwindigkeit beim Durchfahren langer Strecken ohne Aufenthalt überlegen. Zuverlässige Vergleichswerte werden erlangt, wenn dieselbe Lokomotive einmal mit zweifacher und einmal mit dreifacher Kupplung einen bestimmten Schnellzug auf derselben Strecke zu fahren hätte. Solche Versuche wurden bereits in England und in Aegypten ausgeführt.

Verfasser hat nun versucht, auf theoretischen Grundlagen und mit Verwendung von Erfahrungswerten festzustellen, welche der beiden Lokomotivarten unter bestimmten Verhältnissen für die Beförderung von Schnellzügen geeigneter erscheint. Mit gewissen (Anm.: praktisch wohl nicht ganz ausführbaren) Annahmen ergibt sich dann Folgendes. Der Widerstand einer bestimmten $^3/_5$ gekuppelten Lokomotive ist bei Geschwindigkeiten von 30—120 km/Std. um 148—197 kg größer, als der einer $^2/_5$ gekuppelten derselben Bauart. Diese Widerstandsvermehrung ist der dritten Kuppelachse zuzuschreiben. Die Möglichkeit der vollen Ausnutzung der Kesselleistung im Beharrungszustande beginnt bei der $^2/_5$ gekuppelten Lokomotive bei 65 km, bei der $^3/_5$ gekuppelten schon bei 31 km Geschwindigkeit. Bei großen Geschwindigkeiten ist die Zugkraft der $^3/_5$ gekuppelten Lokomotive wegen des größeren Eigenwiderstandes geringer, bei 40 km Geschwindigkeit und 400 t Zuggewicht kann sie aber noch Steigungen von 10,7 ‰, die $^2/_5$ gekuppelte Lokomotive nur noch solche von 7,6 ‰ überwinden. Bei der im Hügelland oft vorkommenden Steigung von 1 v. H. kann letztere daher kaum 300 t Zuggewicht fördern; ihre Verwendung ist demnach auf die günstigsten Strecken beschränkt. Mit wachsender Zuglast nehmen bei Beschränkung der Höchstgeschwindigkeit die Vorteile der $^3/_5$ gekuppelten Lokomotive zu. Die $^2/_5$ gekuppelte Lokomotive bleibt nur in jenen Fällen vorteilhafter, in denen lange Strecken ohne Aufenthalt und ohne Geschwindigkeitsermäßigungen befahren werden können; der Vorteil wird um so größer sein, je größere Geschwindigkeiten zugelassen sind. Auf wagerechter Bahn kann sie Zuglasten von 150—400 t mit Geschwindigkeiten von 114—93 km/Std. fördern. Ist es nicht gestattet, diese Beharrungsgeschwindigkeiten dauernd im Betriebe beizubehalten, so nimmt man der Lokomotive die Möglichkeit in ihrem vorteilhaftesten Leistungsgebiet zu arbeiten, die Verwendung der dreifach gekuppelten Lokomotive ist dann aussichtsreicher.

Eine scharfe Grenze für die beste Verwendung der beiden Bauarten läßt sich nicht ziehen. Je nach Steigungsverhältnissen, Zuglast, zulässige Höchstgeschwindigkeit und lokalen Geschwindigkeitsbeschränkungen ergeben sich in jedem Falle bestimmte Forderungen, denen die Lokomotive möglichst gut angepaßt werden muß. (Organ für d. Fortschritte d. Eisenbahnwes. 1907, S. 67—75.) *W.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Straßenbahnoberleitung. (*Grantham.*) Zur Instandhaltung der Oberleitung hat die *Toronto Straßenbahngesellschaft* zwei Turmwagen in Betrieb genommen, die durch 20 PS-Benzinmotoren fortbewegt werden. Die Bauart der Wagen entspricht der der Lastautomobile. Die Räder besitzen Vollgummireifen. Zum Aufbringen neuer Leitungen wird vor das Automobil ein vierrädriger, mit Lenkung versehener Plattformwagen gesetzt, der Böcke zum Auflegen der Drahttrommel und Bremsvorrichtungen für die letztere trägt. Neben den geringen Betriebskosten bieten die Automobile den Vorteil, daß sie bei plötzlich auftretenden Schäden sofort zum Ausrücken bereit sind und schnell an die schadhafte Stelle der Oberleitung gelangen können. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 652—653.) *Pr.*

Turbinen.

Reparaturschützen für Turbinenanlagen. (*Stoll.*) Um bei großen Wasserkraftanlagen an Flüssen den Gefällsverlust bei starkem Hochwasser auszugleichen, müssen die Reserven stets betriebsbereit sein. Dies ist sehr schwierig, da die Turbinenteile meist unter Wasser liegen und schwer zugänglich sind. Die Verwendung von Tauchern hat sich als umständlich und gefährlich erwiesen. Der Betriebsleiter des Kraftwerkes Chèvres bei Genf, Herr *Sangey*, hat nun für seine Anlage eine Einrichtung vorgeschlagen und ausgeführt, welche sich ausgezeichnet bewährt hat. Zum Abschluß der einzelnen Turbinenkammern dient eine Art fahrbares Schleusentor — schwimmender Schützen —, welches eine wasserdichte Kammer zur Aufnahme einer Kreiselpumpe für 300 l/Sek. nebst Antriebsmotor enthält. Dieses Fahrzeug, welches sich oben in eine breite hölzerne Spundwand fortsetzt, wird gegen die Mauerpfeiler einer Turbinenkammer mittels Seilflaschenzügen angepreßt und die Turbinenkammer leergepumpt, worauf das Schleusentor mit der Spundwand einen wasserdichten Abschluß gegen das Unterwasser der Anlage bildet. Reparaturen an den Turbinen können dann mit Leichtigkeit ausgeführt werden. (Zeitschr. f. d. gesamte Turbinenwesen, S. 165—168.) *A. M.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftanlage Livet. (*Reyval.*) Die hydroelektrische Anlage nutzt die Wasserkraft der Romanche bei Grenoble aus; die größte Wassermenge erreicht auf längere Zeit 30 cbm/Sek. und geht bis auf 8 cbm zurück. Durch ein Wehr wird das Betriebswasser in einem 2 km langen Kanal zum Wasserschloß geführt, von welchem die Druckrohrleitungen mit 60—53 m Nutzgefälle zum Kraftwerk führen. Der Oberwasserkanal bezw. Stollen ist in den Felsen eingesprengt und hat Kreisquerschnitt von 3,75 m Halbmesser. Jede der drei aufgestellten Spiral-

Francis-Aspirationsturbinen leistet 2500 PS bei 375 Uml./Min. Jede Turbine verbraucht normal 5 cbm/Sek. und wird durch eine Rohrleitung von 1,60 m Durchm. gespeist. Das rotierende Gewicht der Turbine beträgt 8 t; zur Unterstützung der Geschwindigkeitsregelung ist zwischen Turbine und Dynamo ein Schwungrad angeordnet. Die Turbinen besitzen 78 v. H. Wirkungsgrad bei Vollast, 75 v. H. bei Dreiviertellast und 70 v. H. bei Halblast. Die Regulierung geschieht durch den *Bouvier*schen Präzisionsregulator, deren zwei aufgestellt sind. Jeder dieser Regulatoren wird durch einen 30pferdigen Synchronmotor angetrieben. Die Turbinen sind direkt gekuppelt mit drei Drehstromgeneratoren für 3500—4350 Volt und 50 Perioden (Wirkungsgrad 50 v. H.). Zur Erregung dienen zwei Dynamos, welche von je einer 180 PS-Turbine mit 600 Umdr. angetrieben werden. (L'Eclairage Électrique, S. 149—158.)

A. M.

Bücherschau.

H. W. Vogel. Photochemie und Beschreibung der photographischen Chemikalien. Fünfte veränderte und vermehrte Auflage, bearbeitet von Dr. *Ernst König*. Mit 17 Abb. im Text und 8 Tafeln. Berlin, 1906. Gustav Schmidt.

Das vorliegende Buch ist eine Neubearbeitung des im Jahre 1890 in vierter Auflage erschienenen, jedem Photochemiker bestbekannten Werkes des verstorbenen Prof. *H. W. Vogel*. *König* hat getrachtet in der Neuauflage des Buches den ursprünglichen Charakter desselben tunlichst zu wahren und dabei alle wichtigen Ergebnisse der neueren Forschung zu berücksichtigen. Dies ist ihm in der Tat in einer den Leser sehr zufriedenstellenden Weise gelungen. Mehrere Kapitel des Buches, insbesondere das dritte: „Photographische Chemie" wurden einer ziemlich weitgehenden Umarbeitung unterzogen. Der Abschnitt „Farbstoffe" dieses Kapitels enthält eine systematisch geordnete Aufzählung der wichtigeren, als Sensibilisatoren verwendbaren Teerfarbstoffe. Eine ausführlichere Besprechung wurde den Phtaleïn-Farbstoffen und insbesondere den Chinolinfarbstoffen zuteil, mit welch letzteren sich Dr. *König* ja doch intensiv beschäftigte und von denen wir einige vorzüglich wirkende, seinen Arbeiten verdanken. Die Ausstattung des Buches ist eine schöne. Sowohl der Photochemiker, als auch der über entsprechende chemische Kenntnisse verfügende Photograph, wird es nach beendigter Lektüre befriedigt aus der Hand legen. *E. Valenta.*

Die Metallgießerei. Hilfsmittel, Arbeitsverfahren, Erzeugnisse und Kalkulationsregeln. Aus der Praxis dargestellt von *Erhard Stahl*, Ingenieur in Nürnberg. Mit 86 Abb. und 15 Legierungstabellen. Freiberg in Sachsen 1906. Craz & Gerlach.

Das Büchlein ist eine Zusammenstellung alles für einen großen Leserkreis Wissenswerten auf dem Gebiete des gesamten Gießereiwesens, wobei die eigentliche Metallgießerei und die Eisengießerei gleiche Berücksichtigung finden. Es behandelt zunächst die verschiedenen Verfahren der Formerei einschließlich der gebräuchlichsten Formmaschinen, darauf allgemeine, die Gießerei betreffende Betrachtungen, die Schmelzöfen und dann der Reihe nach die in der Gießerei verwendeten Metalle und Metallegierungen mit ihren Eigenschaften. An die etwas knapp bemessenen Kapitel über „Gußputz" und „Preis- und Selbstkostenberechnung" schließt sich ein Anhang mit Tabellen zur Gewichtsberechnung der Gußstücke, für Rohrnormalien, Brennstoffe usw. an.

Eine Eigentümlichkeit des Werkes ist das dem Charakter als allgemein einführendes Buch entsprechend etwas zu reichliche Formein- und Zahlenmaterial. So dürfte die vollständige Atomgewichtstabelle im Text weggelassen werden können, ohne den Wert des Buches zu schmälern.

Dagegen werden einige Zeilen über das Kleingefüge des Gußmaterials und die Aufschlüsse, die die Metallographie dem Gießereiwesen gewährt, vermißt.

Im übrigen bietet das mit guten Abbildungen reichlich ausgestattete Werkchen jedem Nichtfachmann einen schnellen Einblick in das interessante Gebiet des Gießereiwesens und sei darum bestens empfohlen. *Ms.*

Wasserkraftmaschinen. Von *L. Quantz*. 102 Seiten mit 130 Abb. Berlin, 1907. J. Springer.

Das Werkchen bringt in kurzer Zusammenstellung, in guter Auswahl und mit bemerkenswerter Klarheit die wichtigsten Fragen der Wasserkraftmaschinen. Das erste Kapitel behandelt die Wasserkraftanlagen mit Wassermessung, das zweite die Turbinen im allgemeinen, das dritte die Francis-(Zentripetal)-Turbinen, das vierte die Strahlturbinen und das letzte die Wasserräder.

Im einzelnen mag bemerkt werden: zu Seite 6, daß Wirkungsgrade über 90 v. H. zwar gebremst, aber nach dem heutigen Stand der Technik für eine Neukonstruktion nicht vorausgesagt werden können; zu S. 9, daß die Wassergeschwindigkeiten im Verhältnis ihrer Feldgrößen in Rechnung gesetzt werden müssen und daß in S. 43 Fig. 63 das 1 zu groß eingetragen ist.

Zur Theorie und Schaufelkonstruktion (vergl. Fußnote S. 45) darf auf die Rezension des *Pfarr*schen Werkes: Turbinen für Wasserkraftbetrieb, „Zeitschr. f. d. gesamte Turbinenwesen" 1907, S. 193, verwiesen werden.

Zur Charakterisierung des Schnellaufens der Turbinen hätte die „spezifische Umdrehzahl" erwähnt werden dürfen, die sich als besonders praktisch für Projektierungen erwiesen hat[1]. Die Entwicklung der Konstruktionsformen S. 37 läßt die stark herabgezogene Laufradform vermissen, die in den nach Schaufelkonstruktionen des Berichterstatters ausgeführten, in Fig. 56, 91 und 96 dargestellten Turbinen, zu bemerken ist.

Für denjenigen, der nicht Gelegenheit hat sich mit umfassendem Studium in die vorliegenden Fragen zu vertiefen, dürfte hier willkommene Gelegenheit geboten sein, sich in kurzer Zeit einen guten Einblick in dieselben zu verschaffen. Die Ausstattung ist vorzüglich.

München, Mai 1907. *R. Camerer.*

[1]) Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1905, S. 380.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Dokumente der ornamentalen Baukunst unserer Zeit. Für Architekten, Bildhauer, Maler, Zeichner, Maurer, Steinmetzen und Zimmermeister, Stuckateure, Kunstschmiede, Tischler, Glaser u. a. m. Herausgegeben von *Alexander Speltz*, Architekt. Dresden 1907. Gerhard Kühtmann. Preis des Heftes: Bei Abonnement auf eine Serie von 12 Heften M. 1,—. Bei Einzelbezug M. 2,—. Die „Dokumente" erscheinen in Serien von 12 Heften in höchstens monatlichen Zwischenräumen. Jedes Heft enthält 8 Tafeln 30×21 cm mit Text.

Bibliothek der gesamten Technik. 47. Band. Aus der Praxis eines Glashüttenfachmannes. Von *W. Schipmann*, Glashüttendirektor. Mit 27 Abb. Hannover 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 1,20, geb. M. 1,60.

Statische Tabellen. Belastungsangaben und Formeln zur Aufstellung von Berechnungen für Baukonstruktionen. Gesammelt und berechnet von *Franz Boerner*, Zivilingenieur. Zweite neubearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin 1007. Wilhelm Ernst & Sohn. Preis geb. M. 3,50.

Der Eisenbetonbau bei den neuen von der k. k. Eisenbahnbaudirektion ausgeführten Bahnlinien Oesterreichs. Von Ingenieur *A. Nowak*, Baukommissär der k. k. Eisenbahnbaudirektion in Wien. Mit 81 Abb. und 3 Tafeln. Berlin 1907. Wilhelm Ernst & Sohn. Preis geh. M. 4,—.

Die Luftseilbahnen. Ihre Konstruktion und Verwendung. Von *P. Stephan*. Mit 194 Abb. und 4 lithographierten Tafeln. Berlin 1907. Julius Springer. Preis geh. M. 7,—.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 28. Berlin, 13. Juli 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Stromverbrauch der Portalkrane.

Von **A. Koll**, Karlsruhe.

Zwecks Feststellung des garantierten Stromverbrauchs eines Portalkranes untersuchte ich in Gemeinschaft mit Herrn Reg.-Baumeister *Nuß* in Mannheim einen solchen von nachfolgenden Abmessungen.

Tragkraft	4000	kg.
Ausladung	8,4	m.
Hubhöhe	21	„
Rollenhöhe über S/O	13	„
Spannweite des Portals	9,850	„
Lichte Höhe des Portals etwa	4,5	„
Betriebsstrom: Gleichstrom	220	Volt.

Laut dem über die Lieferung abgeschlossenen Vertrag wurden von der Erbauerin, *Gesellschaft für elektrische Industrie*, Karlsruhe, nachstehende Bedingungen übernommen:

1. Die Hubgeschwindigkeit der Höchstlast von 4000 kg beträgt 30 m/Min.
2. Die Hubgeschwindigkeit der halben Höchstlast von 2000 kg beträgt 60 m/Min.
3. Die Schwenkgeschwindigkeit beträgt, am Auslegerkopf gemessen, 1,8 m/Sek.
4. Verfahren des Kranes: 12 m/Min.
5. Der Kran wird mit einer Last von 6000 kg (das $1\frac{1}{2}$fache der Höchstarbeitslast) geprüft.
6. Der Kran ist für Last- und Greiferbetrieb (Zweikettensystem) einzurichten.
7. Es sind mindestens 25 Spiele, wie unter 8. beschrieben, i. d. Stunde auszuführen.
8. Ein Spiel besteht aus:
   a) Heben der Höchstlast um 14 m.
   b) Drehen des belasteten Kranes um 180°.
   c) Ablassen der Last um 2 m.
   d) Aufziehen des leeren Hakens um 2 m.
   e) Zurückdrehen des leeren Kranes um 180°.
   f) Ablassen des leeren Hakens um 14 m.

Gemessen wurde für ein Kranspiel, wie unter 8. beschrieben, ein Stromverbrauch von 300 Wattstunden. Die Messungen wurden derart vorgenommen, daß man in die Stromzuführungsleitung (vor dem Kontroller) einen Wattzähler, ein Amperemeter und ein Voltmeter einschaltete und 25 Spiele hintereinander ausführte und aus diesem Ergebnis das Mittel nahm. Die Geschwindigkeitsmessung ergab:

Für das Heben von 4000 kg 32 m i. d. Min.
„ „ „ „ 2000 „ 61 „ „ „ „
Für das Schwenken des belasteten Kranes 2 m i. d. Sek. am Auslegerkopf gemessen.
„ „ Verfahren des Kranes 12 m i. d. Min.

An Motoren wurden verwandt:

Zum Heben ein 38 PS-Motor mit $\frac{600}{1200}$ minutl. Umdreh.
Zum Schwenken ein 6 PS-Motor mit 1100 minutl. Umdreh.
Zum Verfahren ein 5 PS-Motor mit 1100 minutl. Umdreh.

Sämtliche Motoren sind mit Serienwicklung versehen. Der Hubmotor hatte außerdem, wegen der Bedingung, daß die halbe Last mit doppelter Geschwindigkeit von der Vollast gehoben werden muß, zwei Kollektoren sowie zwei Feldwicklungen erhalten, damit das Arbeitsmoment in beiden Fällen das gleiche ist. Beide Kollektoren wurden durch einen besonderen Umschalter, je nach Bedarf, parallel oder hintereinander geschaltet.

Die angestellten Versuche ergaben die oben angeführten Geschwindigkeiten und die Strommessungen:

a) Mit dem Wattzähler, wie oben angeführt, 300 Wattstunden für ein wie unter 8. beschriebenes Kranspiel.
b) Mit dem Ampere- und Voltmeter die Werte (Tab. 1).

Tabelle 1.

	Amp.	Volt
Für das Heben von 4 t Anlauf	160–240	bei 216–208
„ „ „ „ 4 t Betrieb	127	„ 218
„ „ „ des leeren Hakens um 2 m Anlauf	60–80	„ 216
„ „ „ des leeren Hakens um 2 m Betrieb	45–35	„ 220
„ „ Senken des leeren Hakens um 14 m Anlauf	60–85	„ 214–212
„ „ „ des leeren Hakens um 14 m Betrieb	40–30	„ 220
„ „ Drehen mit 4 t Last 180° Anlauf	50	„ 232
„ „ „ mit 4 t Last 180° Betrieb	13	„ 236
„ „ Schwenken ohne Last 180° Anlauf	25–30	„ 222
„ „ „ ohne Last 180° Betrieb	11	„ 224

Vergleicht man die Ergebnisse der Tabelle mit dem Ergebnis des Wattstundenzählers, so erhält man unter Berücksichtigung nachstehender Zeitmessungen:

a) Anlaufperiode für Heben: 5 Sek.
b) Hubdauer für das Heben: 24 Sek.

c) Anlaufperiode für Schwenken des belasteten Kranes: 4 Sekunden.

d) Stromzuführungsdauer für Schwenken des belasteten Kranes: 13 Sek.

e) Anlaufperiode für Heben des leeren Hakens um 2 m: 4 Sekunden.

f) Hubdauer für Heben des leeren Hakens um 2 m: 2 Sekunden.

g) Anlaufperiode für Schwenken des leeren Kranes: 4 Sekunden.

h) Stromzuführungsdauer für das Schwenken des leeren Kranes: 7 Sek.

i) Anlaufperiode für Senken des leeren Hakens um 14 m: 4 Sekunden.

k) Stromzuführungsdauer für Senken des leeren Hakens: 4 Sekunden.

Nachstehende Ergebnisse (das Senken der Last um 2 m erfolgte stromlos):

a) $\dfrac{\dfrac{\frac{240+160}{2}+127}{2}\cdot\dfrac{\frac{216+208}{2}+218}{2}}{3600}\cdot 5 = 48{,}82$ Wattstd.

b) $\dfrac{127\cdot 218\cdot 24}{3600} \ldots\ldots = 184{,}58$ „

c) $\dfrac{\frac{50+13}{2}\cdot\frac{232+236}{2}}{3600}\cdot 4 \ldots = 8{,}19$ „

d) $\dfrac{13\cdot 236}{3600}\cdot 9 \ldots\ldots = 7{,}67$ „

e) $\dfrac{\dfrac{\frac{60+80}{2}+\frac{45+35}{2}}{2}\cdot\dfrac{216+220}{2}}{3600}\cdot 4 = 13{,}32$ „

f) $\dfrac{\frac{45+35}{2}\cdot 220}{3600}\cdot 2 \ldots\ldots = 4{,}89$ „

g) $\dfrac{\dfrac{\frac{25+30}{2}+11}{2}\cdot\dfrac{222+224}{2}}{3600}\cdot 4 = 4{,}77$ „

h) $\dfrac{11\cdot 224}{3600}\cdot 7 \ldots\ldots = 4{,}79$ „

i) $\dfrac{\dfrac{\frac{60+85}{2}+\frac{40+30}{2}}{2}\cdot\dfrac{220+222}{2}}{3600}\cdot 4 = 13{,}19$ „

k) $\dfrac{\frac{30+40}{2}\cdot 220}{3600}\cdot 4 \ldots\ldots = 8{,}56$ „

insgesamt $= 298{,}78$ Wattstd.

also nahezu übereinstimmend miteinander.

Hierzu ist erläuternd zu bemerken, daß beim Schwenken des Kranes nicht während des ganzen Schwenkweges von 180° dem Schwenkmotor Strom zugeführt wurde, sondern nur etwa $^2/_3$ dieses Weges und der Rest wurde durch die den bewegten Massen innewohnende Energie zurückgelegt Das Gleiche war der Fall beim Senken des leeren Hakens. Der Hubmotor erhielt einen kräftigen Stromstoß und leitete dadurch die Senkbewegung ein, so daß der Haken, dessen Gewicht einschl. Kugelgewicht 300 kg betrug, selbsttätig abwärts ging.

Was die Anzahl der Hübe i. d. Minute anbetraf, so wurde festgestellt, daß die vertraglichen gut erreicht wurden; es konnten derer über 30 i. d. Stunde ausgeführt werden.

I. *Das Hubwindwerk.*

Aus vorstehenden Messungen läßt sich nun weiter der Nutzeffekt des Hubwindwerkes berechnen und zwar auf folgende Weise:

Der normale Stromverbrauch beim Heben der Höchstlast betrug nach Tab. 1 127 Amp. bei 218 Volt Spannung. Dies ergibt eine Motorleistung von

$$\frac{127\cdot 218}{736} = 37{,}4 \text{ PS}$$

theoretisch.

Nach den Fabrikationsversuchen hatte der Motor einen Wirkungsgrad von 92 v. H., somit ist die an dem Windwerk abgegebene Arbeitsleistung

$$37{,}4\cdot 0{,}92 = 34{,}46 \text{ PS}.$$

Erforderlich zum Heben der Last von 4000 kg sind theoretisch

$$\frac{4300\cdot 32}{4500} = 30{,}50 \text{ PS},$$

folglich der Wirkungsgrad des Windwerkes

$$= \frac{30{,}50}{34{,}46} = 0{,}88 \text{ oder } 88 \text{ v. H.}$$

Dies günstige Ergebnis ist darauf zurückzuführen, daß die Lager des Windwerkes als Kugellager ausgebildet sind. (Ausführungsform siehe weiter unten.) Es ist sehr wichtig zu wissen, welchen Zuschlag auf den theoretisch berechneten Betrag zu machen ist, der durch den Anlaufstromstoß bedingt ist.

Der Wirkungsgrad von Windwerk und Motor beträgt im vorliegenden Falle $0{,}92\cdot 0{,}88 = 0{,}8096$. Dies zugrunde gelegt ergibt für den Kalkulations-Ingenieur einen Hubmotor von

$$\frac{4300\cdot 32}{4500\cdot 0{,}8096} = 37{,}6 \text{ PS}.$$

(Verwandt wurde, wie oben bereits angegeben, ein 38 PS-Motor.)

Wird nun angenommen, daß dem Motor während der ganzen Hubdauer gleichmäßig Strom zugeführt wird, so würde der Stromverbrauch betragen:

für eine Hubdauer von $\dfrac{60\cdot 14}{32} = 26{,}25$ Sekunden,

$$\frac{37{,}6\cdot 736\cdot 26{,}25}{3600} = 201{,}80 \text{ Wattstunden.}$$

Verbraucht wurden für einen Hub von 14 m nach a und b der vorstehenden Berechnung: $48{,}82 + 184{,}58 = 233{,}4$ Wattstunden, also *mehr* $233{,}4 - 201{,}8 = 31{,}6$ Wattstunden oder $\dfrac{31{,}6}{201{,}8} = 15{,}6$ v. H.

II. *Das Schwenkwerk.*

Das Gesamtgewicht der drehenden Kranteile beträgt nach Tab. 2 (s. später) 24425 kg; hierzu die Last von 4000 kg gibt ein Gesamtgewicht von 28425 kg.

Der Rollenkranzdurchm. beträgt 3 m,
der Drehrollendurchm. 500 mm,
der Drehrollenzapfendurchm. 80 mm.

Die Schwenkgeschwindigkeit am Auslegerkopf wurde zu 2 m i. d. Sekunde gemessen, somit beträgt die Geschwindigkeit auf dem Drehrollenkranz $\frac{3 \cdot 2}{16,8} = 0,357$ m i. d. Sekunde. Nimmt man den Koeffizienten der rollenden Reibung $f = 0,8$ und den Zapfenreibungs-Koeffizienten $\mu = 0,1$ f. d. mm an, so ist die erforderliche Verschiebungskraft

$$P = \frac{28\,425}{250} \cdot (40 \cdot 0,1 + 0,8) = 546 \text{ kg}$$

und hiernach die Stärke des Schwenkmotors unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades vom Windwerk = 0,5 (Schneckenantrieb)

$$\frac{546 \cdot 0,357}{75 \cdot 0,5} = 5,2 \text{ PS.}$$

Nimmt man auch hier an, dem Schwenkmotor würde während der ganzen Schwenkdauer Strom gleichmäßig zugeführt, so würde dieser Stromverbrauch bei einer Schwenkdauer von

$$\frac{3 \kappa \pi}{2 \cdot 0,357} = 13,2 \text{ Sekunden,}$$

$$\frac{5,2 \cdot 736 \cdot 13,2}{3600} = 14,03 \text{ Wattstunden}$$

betragen.

Gemessen wurden nach c und d der vorstehenden Berechnung:

$$8,19 + 7,67 = 15,86 \text{ Wattstunden,}$$

somit mehr

$$15,86 - 14,03 = 1,83 \text{ Wattstunden} = \frac{1,83}{14,03} = 13 \text{ v. H.}$$

Betonen möchte ich nochmals, daß diese Zuschläge nur maßgebend sind für die Annahme, daß die betreffenden Motoren während der ganzen Zeitdauer ihrer Arbeit gleichmäßig Strom zugeführt erhalten und daß ferner die Zeitdauer so berechnet ist, als ob die Geschwindigkeit vom Anbeginn an bis zum Schluß die normale sei.

Bei dem unbelasteten Kran verhält es sich in ähnlicher Weise. Der Verschiebungswiderstand ist hier

$$P = \frac{24\,425}{250} (40 \cdot 0,1 + 0,8) = 469 \text{ kg,}$$

somit ergibt sich eine Motorbeanspruchung von

$$\frac{469 \cdot 0,357}{75 \cdot 0,5} = 4,46 \text{ PS.}$$

Der Stromverbrauch bei einer Schwenkdauer wie oben, von 13,2 Sekunden beträgt:

$$\frac{4,46 \cdot 736 \cdot 13,2}{3600} = 12,03 \text{ Wattstunden.}$$

Gemessen wurden nach g und h $4,77 + 4,79 = 9,56$ Wattstunden;

$$\text{weniger } 12,03 - 9,56 = 2,47 \text{ Wattst.} = \frac{2,47}{12,03} = 20 \text{ v. H.}$$

Man ersieht hieraus, welchen Einfluß die am Seil hängende Last auf die Schwenkbewegung hat.

III. *Heben des leeren Hakens um 2 m.*

Hierfür ist erforderlich eine Motorleistung von:

$$\frac{300 \cdot 32}{4500 \cdot 0,8096} = 2,635 \text{ PS.}$$

Bei einer Zeitdauer von

$$\frac{60 \cdot 2}{32} = 3,75 \text{ Sekunden}$$

würde dies ergeben

$$\frac{2,635 \cdot 736 \cdot 3,75}{3600} = 2,02 \text{ Wattstunden.}$$

Erforderlich waren nach e und f $13,32 + 4,89 = 18,21$ Wattstunden, folglich mehr

$$18,21 - 2,02 = 16,19 \text{ Wattstunden} = \frac{16,19}{2,02} =$$

dem 8,01fachen, oder 801 v. H.

Dies ist wohl erklärlich, da der Motor viel zu groß ist für die zu leistende Arbeit, somit ein starker Stromstoß erforderlich ist, um den Motor auf seine Tourenzahl zu bringen. Man könnte nun hier einwenden, daß der Motor mit mehr als 2,635 PS beansprucht werde, dies ist jedoch nicht wohl möglich, da die Hubhöhe zu gering und deshalb die Betriebsdauer zu kurz ist, als daß der Motor über seine normale Tourenzahl hinauskäme; außerdem sollte als Grundlage die normale Geschwindigkeit dienen.

IV. *Senken des leeren Hakens um 14 m.*

An Strom wurde hierfür verbraucht nach i und k: $13,19 + 8,56 = 21,75$ Wattstunden. Der Verbrauch an Strom für den belasteten Motor beträgt 201,8 Wattstunden für die ganze Hubhöhe von 14 m (den gleichen Weg muß auch der leere Haken zurücklegen). Es ist das Verhältnis zwischen dem Stromverbrauch für das Senken des leeren Hakens und dem des ganzen Hubweges für Heben der vollen Last

$$\frac{21,75}{201,8} = 0,107 = 10,7 \text{ v. H.}$$

Dieser Prozentsatz stellt sich bei mehreren ausgeführten Versuchen auf die gleiche Höhe (habe ähnliche Versuche mit Motoren anderer Größe angestellt), bei proportionaler Belastung für:

einen	7,5 PS-Motor	zu	19	v. H.
„	10 „	„	17	„
„	15 „	„	16	„
„	20 „	„	14,8	„
„	25 „	„	14	„
„	30 „	„	12,7	„

Man würde für die Vorberechnung bei Festsetzung des Stromverbrauchs hier rechnen müssen:

a) Für Heben der Last:
Normaler Stromverbrauch des Motoren während der ganzen Hubdauer vermehrt um 15,6 v. H.,

b) Beim Schwenken des belasteten Kranes:
Normaler Stromverbrauch des Motors während des ganzen Schwenkweges vermehrt um etwa 13 v. H.,

c) Beim Schwenken des leeren Kranes:
Normaler Stromverbrauch des Motors während des ganzen Schwenkweges vermindert um 20 v. H.,

d) Beim Heben des leeren Hakens:
Normaler Stromverbrauch entsprechend der Motorleistung des zu hebenden Hakengewichts während der ganzen Hubdauer vermehrt um das 8,01fache.

e) Beim Senken des leeren Hakens:
Derselbe ist gleich dem Stromverbrauch für das Heben der Höchstlast von gleicher Höhe dividiert durch 10,7.

Maßgebend für die vorstehend angegebenen Verhältnisse ist, daß der Nutzeffekt für Motor und Windwerk gleich dem angegebenen und daß das Verhältnis zwischen Höchstlast und Hakengeschirr das gleiche ist.

V. *Kranverfahren.*

Der Strom wurde hierfür nicht gemessen. Das Gesamtgewicht des Kranes betrug 39312 kg, somit das gesamte zu verfahrende Gewicht des belasteten Kranes 39312 + 4000 = 43312 kg.

Die Laufräder haben einen Durchm. von 1000 mm, die Laufrollenachsen haben einen Durchm. von 110 mm. Hiernach ist der Verschiebungswiderstand P bei einem Koeffizienten der rollenden Reibung $f = 0,8$ und einem Koeffizienten der Zapfenreibung $\mu = 0,1$ und bei einem Zuschlag für die Spurkranzreibung von 100 v. H (siehe Hebezeuge von *Adolf Ernst* Seite 304) nach der Formel

$$P = \frac{Q}{R}(\mu \rho + f) . 2 .$$

$$P = \frac{43312}{500}(0,1 \,.\, 55 + 0,8)\, 2 = 1092 \text{ kg.}$$

Die Motorstärke ist somit bei 12 m minutlicher Verschiebungsgeschwindigkeit und bei einem Nutzeffekt der Fahrwerkswinde von 60 v. H.

$$= \frac{1092 \,.\, 12}{4500 \,.\, 0,6} = 4,85 \text{ PS.}$$

Es ist ein Motor von 5 PS zur Verwendung gekommen.

(Schluß folgt.)

Beiträge zur zeichnerischen Ausmittlung von Steuerungsgetrieben.

Von **L. Baudiss** in Wien.

(Fortsetzung von S. 421 d. Bd.)

In Fig. 12 ist das Schema einer *Joy*-Steuerung für eine stehende Maschine gezeichnet; die Steuerung selbst ist aus dem an die Schubstange der Maschine angehängten (Ellipsen-)Lenker cd und dem an diesem angreifenden Steuerhebel fgh bestehend gedacht, dessen Punkt g auf der um o_1 drehbaren Kreisbahn ($k_1 k'_1$ bezw. $k_2 k'_2$) geführt wird. Der Antrieb des Schiebers erfolgt vom Endpunkt h des Steuerhebels aus.

Die Bahn des auf dem Schubstangenmittel liegenden Punktes c ist nach dem Frühern mit Benutzung des *Goldberger*schen Verfahrens ermittelt, die Bahn des steuernden Punktes h aus der Bahn von f mittels des *Schorch*schen Diagramms und des „Abbildungsverfahrens" bestimmt, wobei die Führungsbahn ($k_1 k'_1$ bezw. $k_2 k'_2$) sowie die Bahn von h über die Bahn von f geschoben erscheinen.

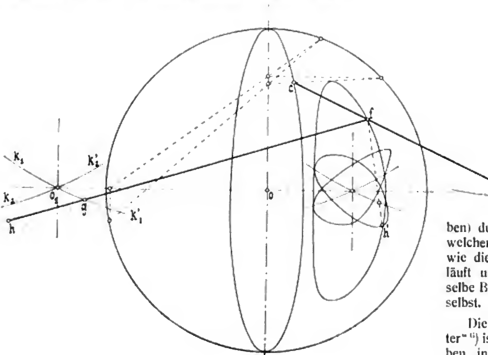


Fig. 12.

Letztere Bahn ist in der üblichen Weise (ohne Verwendung des *Schorch*schen Diagramms) ermittelt.

Für die gezeichnete Lage des Getriebes sind die Konstruktionslinien, welche zur Bestimmung des Bahnpunktes h' (unter Zugrundelegung der Lage $k_1 k'_1$ der Führungsbahn) führen, ersichtlich gemacht.

Wie leicht einzusehen, könnte auch für die Ermittlung der Bahn des Punktes f das „Abbildungsverfahren" benutzt werden, doch wird mit der Anwendung dieses Verfahrens bezw. dem Uebereinanderlegen der Punktbahnen zweckmäßig nur so weit zu gehen sein, daß die Deutlichkeit des Schemas gewahrt bleibt.

Für die vorliegende Steuerung besteht der Hauptvorteil der Anwendung des behandelten Verfahrens jedenfalls darin, daß das Zeichnen des ganzen Kurbeltriebs der Maschine erspart bleibt.

Bekanntlich werden zur Ausmittlung von Steuerungsgetrieben öfter Näherungsverfahren benutzt, was mitunter lediglich den Zweck hat, Anhaltspunkte für die Ausarbeitung des genauen, endgiltigen Steuerschemas zu gewinnen.

Man denkt sich hierbei das Steuergetriebe (unter Vernachlässigung der Fehlerglieder desselben) durch einen einfachen Exzenter ersetzt, welcher mit gleicher Winkelgeschwindigkeit wie die Maschinen- (bezw. Steuer-)welle umläuft und dem Steuerorgan annähernd dieselbe Bewegung erteilt wie das Steuergetriebe selbst.

Die Ermittlung dieser sog. „Ersatzexzenter"[6]) ist für verschiedene Formen von Getrieben in der Literatur ausführlich behandelt, u. a. in dem vorzüglichen Werk von *Leist*, die Steuerungen der Dampfmaschinen.

Das im Früheren behandelte Verfahren zur Ermittlung von Punktbahnen der Schubstange des Kurbelgetriebes

[6]) Mitunter kann der Vergleich des Steuerungsgetriebes mit einem anderen bekannten geometrischen Gebilde zur Bestimmung des Ersatzexzenters führen.

Für die sog. Zweiexzenter-Kulissensteuerungen läßt sich dies in folgender Weise bewerkstelligen: Nimmt man an, daß die angetriebenen Punkte der stabförmigen (geraden) Kulisse auf parallelen Geraden (Fig. 11) geführt werden und denkt man sich die schräg treibenden wirklichen Exzenter r_1 und r_2 durch ideelle

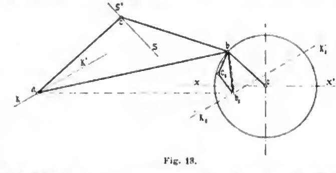
gestattet in manchen Fällen eine einfache Bestimmung der Ersatzexzenter.

Es liege z. B. ein „geschränktes Kurbelgetriebe" nach Fig. 13 vor, bestehend aus der Antriebskurbel ob, der geraden Gleitbahn kk' und der Schubstange ab; von einem Punkt c derselben soll die Bewegung eines Steuerorganes mittels einer unendlich lang vorauszusetzenden Stange in der Richtung SS' abgeleitet werden.

Nach Früherem wird der zur Kurbelstellung ob gehörige Punkt der (verschobenen) Bahn von c gefunden, wenn kk' parallel z. B. in der „mittleren" Schubrichtung xx' um die Strecke ab nach $k_1 k'_1$ verschoben, aus a der Kreisbogen bb_1 verzeichnet (wobei $ab_1 \parallel xx'$) und über der Kreissehne bb_1 das Dreieck $b_1 bc_1 \sim abc$ errichtet wird.

Nimmt man die Schubstangenlänge ab im Verhältnis zur Kurbellänge ob unendlich groß an, so übergeht der Kreisbogen bb_1 in eine auf xx' senkrechte Gerade.

Wäre in Fig. 14 xx' die (passend zu wählende) mittlere Schubrichtung $k_1 k'_1$ die in dieser um ab parallel verschobene Gleitbahn, so erhält man unter vorstehender Voraussetzung für eine beliebige Kurbelstelllung ob die zugehörige Kreuzkopfstellung b_1 im Schnittpunkt der aus b auf xx' senkrecht gezogenen Geraden mit der Kreuz-


Fig. 13.

kopfbahn $k_1 k'_1$. Der zugehörige Punkt der (verschobenen) Bahn von c wird gefunden durch Verzeichnen des Dreiecks $b_1 bc_1$ ähnlich $\triangleleft abc$.

Aus dieser Konstruktion ergibt sich ohne weiteres,

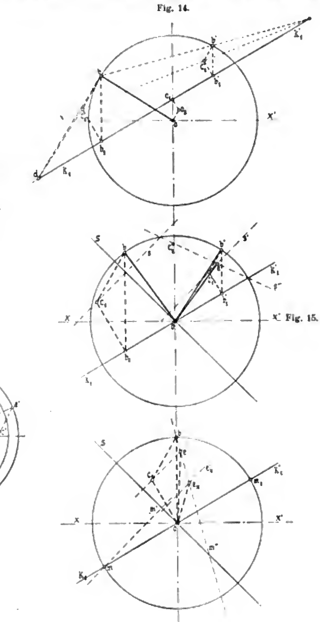

Fig. 14.

Fig. 15.

Fig. 16.

daß die von c durchlaufene Bahn eine dem Kurbelkreis affine Linie, d. h. eine Ellipse ist, wobei $k_1 k'_1$ die Affinitätsachse vorstellt und bc_1 die Richtung der Affinitätsstrahlen angibt.

Der Mittelpunkt der Ellipse ist wie bekannt dem Mittelpunkt o des Kreises affin und kann durch Verzeichnen des Dreiecks $o_1 oo_2$ ähnlich $\triangleleft abc$ in o_2 gefunden werden.

„gerade" treibende Exzenter $r'_1 r'_2$ ersetzt, welche in bekannter Weise durch Verzeichnen der rechtwinkligen Dreiecke $oe_1 e'_1 \sim \triangleleft oma_0$ und $\triangleleft oe_2 e'_2 \sim \triangleleft omb_0$ (Fig. III) gefunden werden, so kann man sich die Exzenterkreise (von r'_1 und r'_2) so über die Bahnen der Kulissenpunkte a und b gelegt denken, daß die Mittelpunkte der Exzenterkreise mit den Mittelpunkten a_0 und b_0 der

Fig. 11.

Fig. III.

Fig. IV.

Ausschläge von a und b zusammenfallen und die Ebenen der Exzenterkreise auf der Zeichenebene senkrecht stehen. Verbindet man zugehörige Punkte der Exzenterkreise durch eine Gerade, so kann diese als Erzeugende eines einschaligen Hyperboloïds, die Kulissenachse als Projektion dieser Erzeugenden auf die Zeichenebene angesehen werden. Bei der Bewegung der Erzeugenden längs der Exzenterkreise beschreibt jeder Punkt derselben einen Kreis, dessen Ebene $\parallel$ zu den Ebenen der Exzenterkreise liegt, also senkrecht zur Zeichenebene steht.

Wird die Bewegung des Steuerorganes von einem Zwischenpunkt c der Kulisse in der Richtung $\xi\xi' \parallel a_1 a_2 \parallel b_1 b_2$ abgeleitet, so ergibt sich der Ersatzexzenter hierfür aus dem Grundriß des Hyperboloïds (Fig. IV), z. B. für die (beliebige) Lage $a'b'$ der Erzeugenden in oc', wobei c' durch die Proportion $a'c' : b'c' = ac : bc$ bestimmt ist. (Während der Drucklegung der vorliegenden Arbeit fand der Verfasser, daß die vorstehend behandelte Konstruktion der Ersatzexzenter für Zweiexzenter-Kulissensteuerungen bereits von *Burmester* angegeben wurde.)

Selbstverständlich lassen sich die bekannten Sätze über die Affinität auf den vorliegenden Fall anwenden; die in zugeordneten Punkten (z. B. b und c_1) an den Kurbelkreis und die Ellipse gezogenen Tangenten müssen sich in einem auf der Affinitätsachse $k_1 k'_1$ liegenden Punkt d schneiden. Dabei sind die Abschnitte bd, $c_1 d$ und $b_1 d$ den augenblicklichen Geschwindigkeiten der Stangenpunkte b c und a proportional.

Ferner müssen sich durch zugeordnete Punkte des Kreises und der Ellipse gezogene Sehnen (z. B. bb' und $c_1 c'_1$) ebenfalls auf der Affinitätsachse schneiden.

Dies kann benutzt werden, um die Lage der Affinitätsachse (Gleitbahn) zu finden, wenn zwei Kurbelstellungen ob und ob' sowie die Lage der diesen entsprechenden Sehne $c_1 c'_1$ gegeben sind.

Die Affinitätsachse $k_1 k'_1$ ist in Fig. 14 nicht durch den Mittelpunkt o des Kurbelkreises gehend angenommen; wird die Affinitätsachse parallel verschoben, so ergibt sich auch eine Parallelverschiebung der Ellipse, ohne daß ihre Gestalt geändert wird.

Da es vorerst nur auf die Gestalt der Ellipse ankommt, kann die Affinitätsachse durch den Mittelpunkt o des Kurbelkreises gehend angenommen werden, wobei der Mittelpunkt der Ellipse mit o zusammenfällt.

Nachdem die Bewegung des Punktes c in der Richtung oS (SS') (Fig. 15) auf das Steuerorgan übertragen werden soll, ergeben sich (wie erwähnt unter Voraussetzung unendlicher Länge der an c angehängten Zugstange) die Ausschläge des Steuerorganes durch Projektion der Ellipsenpunkte auf oS.

Ist nun ein mit der Antriebskurbel ob starr verbunden gedachtes Exzenter so zu ermitteln, daß dasselbe die gleichen Ausschläge längs oS liefert wie die ellipsenförmige Bahn von c, so müssen die Verbindungslinien je zweier zugehöriger Punkte des Ersatzexzenterkreises und der Ellipse auf der Schubrichtung oS der abgeleiteten Bewegung senkrecht stehen. Der Ersatzexzenterkreis ist daher der Ellipse ebenfalls affin, die Richtung der Affinitätsstrahlen senkrecht auf oS, die Lage der Affinitätsachse jedoch vorerst unbekannt.

Um nun die Größe und Lage der Ersatzexzentrizität selbst zu bestimmen, genügt es, für zwei beliebige Lagen der Antriebskurbel, z. B. ob und ob' die zugehörigen Ellipsenpunkte c_1 und c'_1 mittels der dem Stangendreieck abc ähnlichen Dreiecke $b_1 bc_1$ und $b'_1 b' c'_1$ zu zeichnen, ferner durch die Punkte c_1 und c'_1 die Senkrechten ($c_1 s$ und $c'_1 s'$) auf oS zu ziehen, auf welchen die den Kurbellagen ob und ob' zugeordneten Punkte des Ersatzexzenterkreises liegen müssen.

Denkt man sich die Kurbel aus der Lage ob samt der Geraden $c_1 s$ soweit um o gedreht, daß die Kurbel in die Lage ob' und die mit der Kurbel verbunden gedachte Gerade $c_1 s$ nach $c''_1 s''$ kommt, so bestimmt der Schnittpunkt e von $c''_1 s''$ mit $c'_1 s'$ die Ersatzexzentrizität oe und zwar in jener Lage, welche der Kurbelstellung ob' entspricht.

Die Konstruktion gestaltet sich etwas einfacher, wenn man z. B. die in die Richtung der Kreuzkopfbahn kk' fallende Kurbellage om (Fig. 16) benutzt, da die Schnittpunkte m und m_1 der Kreuzkopfbahn (Affinitätsachse) mit dem Kurbelkreis auch der Ellipse angehören müssen.

Errichtet man demnach die Gerade mm' senkrecht auf oS, so ist diese der Ort des Ersatzexzenterpunktes e; dreht man die Kurbel samt der Geraden mm' in die Lage ob bezw. bm'', bestimmt ferner den b zugeordneten Ellipsenpunkt durch Verzeichnen des Dreiecks $obc_1 \sim abc$, so liefert der Schnittpunkt e der durch c_1 senkrecht auf oS gezogenen Geraden mit bm'' den gesuchten Ersatzexzenterpunkt e bezw. die Exzentrizität oe und zwar in der der Kurbelstellung ob entsprechenden Lage. (Die Kurbelstellung[7]) ob ist hier senkrecht auf xx' gewählt, was aber nicht erforderlich ist).

Würde die Kurbellage ob z. B. so gewählt, daß sie der Totlage der Maschinenkurbel entspricht, so ergibt sich der sog. Voreilwinkel des Ersatzexzenters in jenem Winkel, den oe mit der in o auf oS errichteten Senkrechten einschließt.

Es ist klar, daß die Lage der Geraden mm' (welche auf oS senkrecht steht) bloß von der Lage der Kreuzkopfbahn kk' und der Schubrichtung oS abhängt; mm' ist demnach die Scheitel- (oder Zentral-)linie für alle bei der gegebenen Lage der Kreuzkopfbahn und Schubrichtung möglichen Ersatzexzenter, wie auch die Lage des Punktes c in der Ebene der Schubstange gewählt wird.

Hierdurch ist es möglich, den Einfluß jeder Aenderung der Lage des Punktes c gegenüber ab auf die Größe und Lage der Ersatzexzentrizität mit Leichtigkeit zu verfolgen und auch die Aufgabe zu lösen, die Lage des Punktes c d. h. die Gestalt des Stangendreiecks so zu bestimmen, daß die Ersatzexzentrizität für die Kurbelstellung ob eine bestimmte Lage, z. B. oex hat. Zieht man $e_x e_x'$ senkrecht auf oS, so muß der Stangenpunkt c_x in der Abbildung des Stangendreiecks auf $e_x e_x'$ gewählt werden.

[7]) Nimmt man die Kurbellage $ob \perp$ zur Kreuzkopfbahn kk, so ist bm'' oS.

(Fortsetzung folgt.)

Die heutige Ziegelindustrie.

Von **Gustav Benfey**, Lauban.

(Fortsetzung von S. 424 d. Bd.)

Ein böser Feind der Ziegelerzeugung ist der besonders in den leichten Tonen häufig vorkommende Kalk, er befindet sich zuweilen in ganzen Schichten im Ton, meist tritt er aber in mehr oder minder zahlreichen Kalksteinen im Ton selbst eingebettet auf und gelangt mit ihm zur Verarbeitung. Seine schädliche Wirkung äußert sich dahin, daß er im gebrannten Ziegel bei Zutritt von Feuchtigkeit löscht, dabei sein Volumen vergrößert und den Ziegel zersprengt. Diese Wirkung tritt schon bei sehr kleinen Kalkkörnern auf, wenn sie nicht durch scharfes Brennen in das leichtflüssige Kalksilikat überführt werden oder der kalkhaltige Ziegel sofort nach dem Brennen in Wasser getaucht wird, wodurch der Kalk zu Brei gelöscht wird, der sich in die Poren des Ziegels verliert. Diese Mittel gegen die zerstörende Wirkung des Kalkes im Ziegel sind einerseits ziemlich umständlich, andererseits können sie im Massenbetriebe kaum so genau durchgeführt werden, um durchaus Sicherheit zu gewähren, daß die Ziegel später im Bauwerk nicht doch noch aussprengen, was große Schädigungen hervorbringen und Ruf des Erzeugnisses schwer beeinflussen kann. Deshalb versucht man lieber schon bei der Aufschließung des Tones den Kalk und sonstige schädliche Verunreinigungen, wie die ähnlich wirkenden Schwefelkiesknollen zu entfernen und geschieht

dies noch meist durch Schlämmen der betreffenden Tone.

Der Ton wird beim Schlämmen vollständig aufgelöst und in diesem Zustande durch ein engmaschiges Sieb getrieben, von wo er in Absatzkasten gelangt, in welchen

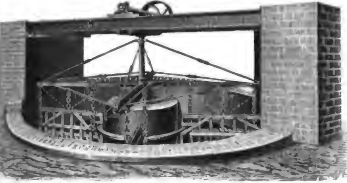
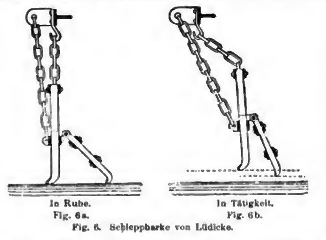


Fig. 5. Schlämmereianlage von Lüdicke.

er sich allmählig wieder aus dem Wasser abscheidet, sich absetzt. Das klare Wasser wird abgelassen und der Tonschlamm trocknet durch Sonne und Wind an, bis er zur



In Ruhe. Fig. 6a. In Tätigkeit. Fig. 6b.
Fig. 6. Schleppharke von Lüdicke.

weiteren Formgebung verwandt werden kann. Durch das Schlämmen ist es auch möglich, zu mageren, d. h. zu sandreichen Ton von dem Ueberschuß an Sand zu befreien.

Die älteste Einrichtung der Schlämmerei, wie sie auch heute noch als Grundlage besserer Anlagen dient, war die folgende: An einem Zugbaume, der um einen in der Mitte einer ausgemauerten Grube angebrachten Pfosten durch tierische Kraft bewegt wurde, waren eggenartige Körper befestigt, die das mit viel Wasser gemischte Material aufrührten und so lange bearbeiteten, bis der Ton sich völlig aufgelöst hatte und als Schlamm abgeführt werden konnte. — Da nun bei schwer zu bearbeitendem Material den starr durch die Masse geführten Eggen ein starker Widerstand entgegengesetzt wurde, der die Arbeit sehr erschwerte, stellenweise zum Bruche der Eggen führte, so ersetzte *Jul. Lüdicke* in Werder die starren, festen Eggen durch sogenannte Schleppharken (Fig. 5 u. 6), einzelne Eisenstäbe, die an Ringen oder Scharnieren beweglich an einem Querbalken an Ketten nebeneinander aufgehängt sind, so daß sich jeder für sich nach Bedürfnis heben und senken kann. Im Gegensatz zu den Eggen wirken diese Schleppharken derart, daß sie das Wasser in fortwährender Bewegung halten, und das Material nur in seiner lockeren Oberfläche bestreichen, beides bewirkt die Auflösung des Tones. — Eine weitere Neuerung, welche ebenfalls *Jul. Lüdicke* einführte, ist die selbsttätige Entfernung der Rückstände aus der Schlämmgrube, wozu früher der ganze Apparat zum Stillstand gebracht werden mußte. Bei dieser Neuerung sind die Schleppharken derart schräg gestellt, daß sie die Rückstände allmählig in eine an der Sohle des Mittelpfeilers angebrachte Grube schaffen. Von hier aus wird er durch ein Becherwerk so hoch gehoben, daß er selbsttätig über die Schlämmerei hinweg auf eine schräge Fläche zu den außerhalb der Schlämmerei stehenden Abfahrwagen gelangt. —

Trotz der sehr hohen Kosten und Bestriebserschwerungen, die eine derartige Einrichtung verursacht, wird sie doch noch viel angewendet, da man in der Schlämmerei das einzige Mittel sah, um die erwähnten Verunreinigungen des Tones völlig auszuscheiden. Es hat natürlich nicht an Versuchen gefehlt, sie durch billiger arbeitende Maschinen zu ersetzen, aber diese Versuche scheiterten meist an der Verschiedenheit der Verunreinigungen in ihrem Auftreten und ihrer Härte. Während einzelne Kalkpuppen schon dem leisen Druck der Hand nachgeben, zersplittern andere gleichwirkende Verunreinigungen erst unter dem schweren Angriffe des Walzwerkes, und zieht man es stets vor, das Kalkstück als solches zu entfernen, ehe es in kleinen, zermalmten Körnern eine größere Tonmasse verseucht. Im ersteren Falle wird höchstens ein Ziegel dadurch zerstört, im letzteren Falle eine größere Anzahl, die allmählig verwittern. Erst neuerdings scheinen sich einige Maschinen diesem anzupassen und Erfolg zu versprechen. Die einen sind die Steinaussonderungswalzwerke von *A. Kuhnert & Cie.* in Meißen (Fig. 7). Sie besitzen spiralförmig geschnittene Walzen aus Panzerhartguß, die dazu dienen, die groben Verunreinigungen durch die Spiralen seitlich abzuführen und das übrige Tonmaterial aufzuarbeiten. Diese Walzen werden je nach dem vorliegenden, leichter oder schwerer zu verarbeitendem Materiale mit zwei Arbeits- und einer Speisewalze bis zu vier Arbeits-, zwei Speise- und eventl. auch noch zwei Brechwalzen in einem Walzwerke geliefert

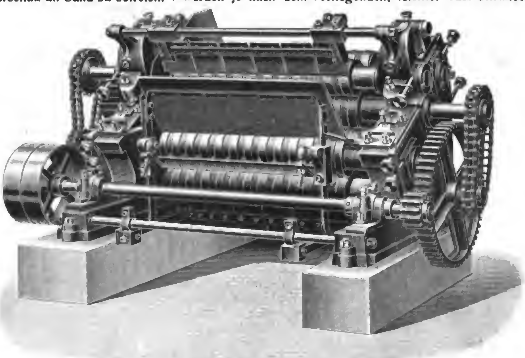


Fig. 7. Aufbereitungs- und Steinaussonderungs-Walzwerk von Kuhnert & Cie.

und sollen für 1000—3000 Ziegel stündlich das Material bei Verbrauch von 4—12 PS liefern. Die genannte Firma liefert ferner das sog. „Ideal-Feinwalzwerk", um das Material noch weiter aufzubereiten und besonders die nicht ausgeschiedenen Kalkstückchen so fein zu zerkleinern, daß sie nicht mehr schädlich wirken können. Dieses Walzwerk ist äußerlich wie die gewöhnlichen Walzwerke gebaut und arbeitet auch im allgemeinen wie diese, die Ver-

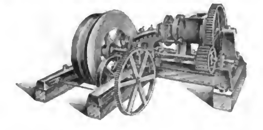


Fig. 8. Tonreiniger und Homogenisator von Diesener.

schiedenheit liegt darin, daß sich die Walzen nicht nur zentrisch drehen, sondern sich gleichzeitig auch in wagerechter resp. achsialer Richtung hin- und herbewegen. Indem sich die eine Walze nach links bewegt, geht die andere Walze nach rechts und so fort. Hierdurch soll eine außerordentlich feine Verarbeitung erzielt werden, denn die drehende Bewegung drückt die Teilchen zusammen und zerquetscht sie, während die wagerechte Bewegung den Ton in seinem Innersten zerreißt und auf das feinste verpulvert.

Wesentlich anders arbeitet der Tonreiniger und Homogenisator von *H. Diesener*-Charlottenburg (Fig. 8). Er ist auf die Tatsache begründet, daß wenn man, wie es die Töpfer tun, mit einer Ziehklinge über ein auf einer Tischplatte ruhendes Stück Ton hinstreicht, der Ton an seiner Auflagerfläche haften bleibt, während die Verunreinigungen mit der unteren Kante der Ziehklinge herausgezogen werden. *Diesener* läßt die Ziehklinge still stehen und benutzt statt der stillstehenden Tischplattte eine lotrecht sich drehende Scheibe. Die kleine Schneckenpresse, rechts auf der Figur, läßt einen Strang gegen die drehende Scheibe treten, die infolge der darauf eintretenden Adhäsion einen schwachen Tonbelag (gleich der Weite des sog. Arbeitsschlitzes) mitführt, während alle schädlichen, festen Beimengungen, wie Steine, Mergelknollen, Schwefelkiese, Eisenstücke, Wurzeln usw. in dem Winkel, den das feste Gleitbett mit der Scheibe bildet, dem sog. Eingriffswinkel, zurückbleiben. Der durch den Arbeitsschlitz gezogene, an der Scheibe haftende Tonbelag wird unterhalb abgestrichen und fällt entweder behufs Formgebung in eine Ziegelpresse oder in eine zweite Maschine zwecks noch feinerer Verarbeitung. Dagegen werden die im Eingriffswinkel befindlichen Rückstände durch ein hin- und hergehendes, den Arbeitsschlitz stets freihaltendes Messer, das gleichzeitig dazu dient, größere, noch nicht genügend vorbereitete Tonklumpen zu zerschneiden, nach rechts und links in die seitlich der Scheibe angeordneten, mit Gewichten belasteten Kästen, die sog. Steinfänger, geschoben. Durch das Zusammenwirken von Scheibe und Messer unter Vermeidung jeder Kompression, außer der Reinigung des Materials, soll die denkbar durchgreifendste Aufschließung und Homogenisierung des Materials erfolgen.

Zur weiteren energischen Aufschließung des grubenfeuchten Tones wird in neuerer Zeit viel der Naßkollergang verwendet, der aber ein schon von groben Verunreinigungen freies Material voraussetzt, das entweder schon gesumpft oder während des Verarbeitens durch den Kollergang durch Zuführung von Wasser in einen formgerechten Zustand überführt wird. Gleichzeitig können die zur Mischung und Magerung erforderlichen Materialien hier zugesetzt werden. Der Kollergang soll den schon früher geschilderten Tonschneider mit ein oder zwei Walzwerken ersetzen. Diese Wirkung wird dadurch erzielt, daß die Laufbahn des Mahltellers auf einer oder mehreren Stellen durchbrochen und hier mit rost- oder siebähnlichen Platten versehen ist, durch welche das feuchte Mahlgut von den darauf sich drehenden Läufern gedrückt wird. Der Kollergang besteht aus dem Mahlteller, der die Mahlbahn trägt, den Läufern und dem Antriebe (s. Fig. 9). Auf dieser Grundform finden wir eine große Anzahl verschiedener Bauarten, die kurz charakterisiert werden sollen. Die Läufer werden entweder auf gemeinsamer Achse oder in Schleppkurbeln ein- oder zweiseitig gelagert oder in Gabeln geführt. Man unterscheidet ferner Kollergänge mit feststehendem und mit sich drehendem Teller. Für Massenbetrieb sind erstere vorzuziehen, bei ihnen werden die Läufer gegen das Rohgut geführt, sie haben eine größere Betriebssicherheit, da die Mahlteller fast vollständig untermauert werden können. Schwerer zugängige Maschinenteile, die unter dem Mahlteller arbeiten, sind vermieden, während unter den sich drehenden Mahlteller noch ein Sammelteller angebracht werden muß zum Aufnehmen des durch die Roste fallenden Mahlgutes, weshalb tiefere Fun-

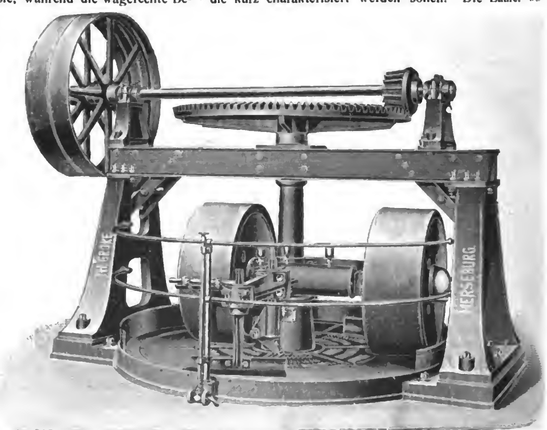


Fig. 9. Naßkollergang von Groke.

damente notwendig sind. Die Rollen, welche den Mahlteller tragen, nutzen sich bei Massenbetrieb und nicht aufmerksamer Wartung rasch ab, wodurch die Läufer auf unsicherem Grunde laufen und nicht so intensiv wirken können. Statt nur zwei Läufer haben manche Kollergänge deren drei in gleicher Ebene oder in drei verschiedenen Ebenen übereinander, der sogenannte Etagenkollergang, oder auch vier Läufer in einer Ebene. Beim Differential-Stufen-Kollergang (Patent *Gielow*, Fig. 10) sind die zwei Läufer in Stufenform ausgebildet.

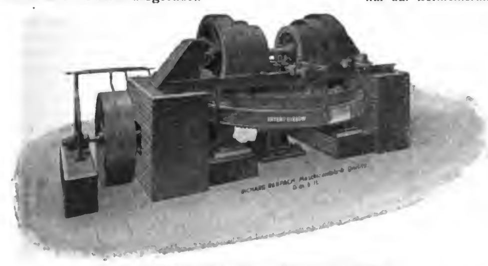


Fig. 13. Mehrfacher Differential-Stufen-Kollergang von Raupach.

Auch die Mahlbahn ist verschieden gestaltet, meist ist sie kreisförmig und besteht aus vollen undurchbrochenen und einigen rostartig durchbrochenen Platten. Dann gibt es noch zwei konzentrisch angeordnete Mahlbahnen, von denen die äußere voll undurchbrochen, die innere durchlocht rostartig ausgebildet ist. Je energischer das vorliegende Material verarbeitet werden muß, um so kleiner wird man die durchbrochene Rostfläche im Mahlteller gestalten.

Zur sehr guten Aufschließung auch grubenfeuchten Tones bedient man sich in den Vereinigten Staaten Nordamerikas sehr viel des Desintegrators, der Schleudermühle (Fig. 11), doch setzt er ein durchaus reines Material, d. h. frei von Steinen, Wurzelwerk usw. voraus. Hier in Deutschland wird er wohl fast ausschließlich zur Aufbereitung von trockenem Material benutzt, da bei der intensiven Ausschleuderung des grubenfeuchten Tones, dieser an das die Schleudermühle umgebende Mauerwerk festklebt und rasch sich anhäufend den Lauf der Mühle hemmt. Um dies zu vermeiden, trägt der äußere Kreis in Amerika einen vorstehenden Abschaber, der diese Anhäufung von vornherein entfernt. Die Schleudermühle besteht aus zwei, vier, sechs oder mehr ineinander laufende Trommeln, deren Umfassungswände aus eisernen oder stählernen Stäben gebildet sind. Die erste, dritte bezw. fünfte Trommel, wie auch die zweite, vierte und bezw. sechste Trommel bilden ein zusammenhängendes Ganzes, welches je auf einer Welle befestigt ist und mittels Maschinenkraft in drehende Bewegung gesetzt wird, und zwar die beiden Trommelsysteme in entgegengesetzter Richtung. Die zu zerkleinernden Materialien werden durch einen am Umhüllungskasten befindlichen Trichter in das Innere des Apparates gebracht und infolge der Zentrifugalkraft durch die entgegengesetzt arbeitenden Stäbchen geschleudert, dabei immer energischer zerschlagen, gemischt und zerkleinert, bis sie aus den Zwischenräumen der Stäbchenreihe der äußersten Trommel vollständig aufgeschlossen in den Sammelraum gelangen.

Wie bereits erwähnt, wird die Schleudermühle meist nur zur Zerkleinerung trockener Tone verwendet, ebenso wie eine Reihe weiter zu besprechender Maschinen. Es ist nun bereits früher darüber gesprochen, daß die Tone wie sie ihrer Lagerstätte entnommen werden, feucht sind, und zwar ist die Feuchtigkeit auf das innigste in der Tonsubstanz verteilt, weshalb besonders bei recht fetten, zähen Tonen das für Verwendung zu besten Erzeugnissen häufig erforderliche Trocknen sich sehr schwierig gestaltet. Am einfachsten ist selbstverständlich die natürliche Trocknung durch Sonne und Wind, sie ist aber für den geregelten Betrieb, durch ihre Abhängigkeit von der häufig wechselnden Witterung meist nicht geeignet, weshalb immer wieder Versuche auf rationelle künstliche Trocknung angestellt sind. Sie scheiterten aber meist daran, daß die Tone in ihrer natürlichen Struktur schwer Feuchtigkeit aus dem Innern des fetten Tonklumpens abgeben, so daß dieser stellenweise an der Oberfläche schon aus dem formbaren in den gehärteten unplastischen Zustand übergeht, während das Innere noch vollständig feucht ist. Leichtere Tone

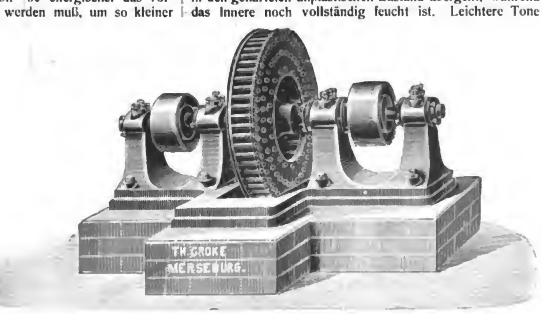


Fig. 11. Desintegrator oder Schleudermühle von Groke.

lassen sich natürlich besser trocknen, da sie rasch zerfallen. Zur Ueberwindung der geschilderten Schwierigkeit scheint sich die Tontrockentrommel von *Möller & Pfeifer* zu eignen (Fig. 12a). Sie besteht (Fig. 12) aus einem Rohre *h*, welches im Innern mit zahlreichen Längszellen und einer Aufgabevorrichtung *g* versehen ist, der Feuerung *f* und der Ventilationseinrichtung *e* zur Zugerzeugung für die Verbrennung und Uebertragung von Wärme auf das Trockengut. Meist, und besonders bei recht zähen Tonen wird an der Aufgabestelle noch ein Brechwalzwerk angebracht zur Zerkleinerung größerer Stücke.

Bei der bereits geschilderten Aufbereitungsweise des grubenfeuchten Tones ist ein trockener Ton in der Massen-

erzeugung der hier zu besprechenden Warengattungen meist nur dort erforderlich, wo der sehr weiche Natur- oder gesumpfte Ton angesteift werden muß, was in jedem Betriebe vorkommen kann. Daneben gibt es noch eine Gruppe Tone, die felsigen Charakter haben, und erst vollständig zerkleinert werden müssen, ehe sie befähigt sind Feuchtigkeit anzunehmen, bei denen also gewissermaßen die natürliche Verwitterung durch die Maschine bewirkt werden muß.

Fig. 12. Schematische Anordnung einer Trockentrommel (System Möller & Pfeiffer).

Zur Zerkleinerung dieser Tone und auch der meist trockenen Zusatz- und Magerungsmittel, wie Schamotte, grober Kies usw., Kohle für poröse Ziegel bedienen wir uns verschiedener Maschinen, die eben nur für trockene Stoffe geeignet sind. Sie haben das Gemeinsame im Antrieb, der Zerkleinerung und der Siebung, wobei letztere meist so eingerichtet ist, daß das nicht genügend zerkleinerte Gut der nochmaligen Zerkleinerung zugeführt wird. Letztere ist verschiedenartig. — Die Poch- und Stampfwerke, die auch in anderen Industrien Verwendung finden, bestehen aus einen oder mehreren Stempeln, die mechanisch hochgehoben werden, um dann frei herabzufallen, wobei die darunter liegenden Materialien zerdrückt werden. Der Stein- oder Maulbrecher bewirkt durch das Gegeneinanderarbeiten zweier Hartgußbacken, von denen die eine beweglich, die andere fest oder auch beweglich ist, das Zerdrücken selbst härtester Steine, vermag jedoch kein feines Korn zu liefern. Die Kugelmühle besteht aus einer Doppeltrommel, die eine Anzahl von Kugeln aus Hartgußstahl enthält, welche beim Umdrehen der Trommel durcheinander geworfen werden und das aufgegebene Material zwischen sich zermalmen und zerreiben. Der Belag des inneren Trommelumfanges besteht aus starken, rostartig nebeneinander gelegten Stäben oder regelmäßig durchlochten starken Blechen, während der äußere Trommelumfang mit einem Sieb überzogen oder aus Siebrahmen zusammengesetzt ist. Das durch die Kugeln zermalmte Material geht zunächst durch die erste Umhüllung und trifft dann auf das Sieb der äußeren Trommel, durch welches die feinen Teile hindurchgehen. Die gröberen bleiben zurück und gelangen durch Kanäle wieder in das Innere und somit auch wieder in den Bereich der Kugeln. Das Mahlgut, welches trocken und in nicht zu großen Stücken aufgegeben werden muß, wird durch einen Trichter an der Seite der Trommel eingebracht, das feinere Mehl sammelt sich im untersten Teile der Umhüllung und wird von dort zur weiteren Verarbeitung entfernt. Auch der schon früher geschilderte Kollergang wurde anfänglich nur zur Zerkleinerung trockener Materialien verwendet, hier meist mit beweglichem Teller, von dem das gemahlene Gut durch siebförmig gelochte Platten auf den darunter angebrachten Sammelteller zur Weiterbeförderung gelangte oder das von dem Kollergang zerkleinerte Material wird von einem Elevator zu einer Siebvorrichtung gehoben und das nicht genügend zerkleinerte von dem Siebe wieder zur Laufbahn zurückbefördert.

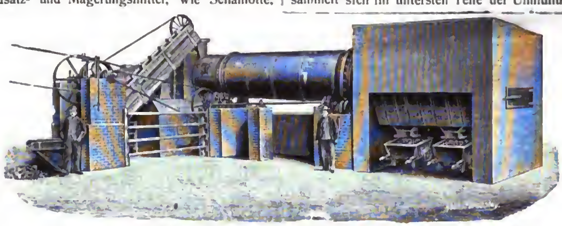


Fig. 12a. Trockentrommel (System Möller & Pfeiffer).

(Fortsetzung folgt.)

Die Entwicklung der neueren pneumatischen Wärmeregler.

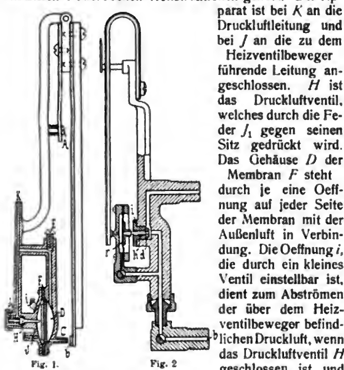
Von Dipl.-Ing. **Gwosdz.**

Zahllos sind die Erfindungen, die auf dem Gebiete der selbsttätig wirkenden Temperaturregler in den letzten Jahrzehnten gemacht worden sind, aber nur wenige haben eine praktische Verwertung gefunden. Mit der Ausbreitung der Zentralheizung macht sich allenthalben das Bedürfnis nach Einrichtungen fühlbar, durch die man der ständigen Ueberwachung der Heizventile und der mit der Ueberhitzung von Räumen verbundenen Unzuträglichkeiten überhoben wäre. Ist man in Deutschland in dieser Beziehung noch weit zurück, so haben sich die Wärmeregler in Amerika schon sehr eingebürgert. Vornehmlich sind es die mit Druckluft betriebenen Regler, die jetzt in Verwendung kommen und bereits einen hohen Grad der Vollkommenheit erreicht haben. Die Fortschritte auf diesem Gebiete knüpfen sich vornehmlich an die Namen *Powers*, *Johnson*, *Nash*.

Das Prinzip dieser pneumatischen Wärmeregler besteht bekanntlich darin, daß das Heizventil von einer in dem Ventilgehäuse untergebrachten Membran, Kolben oder dergl. (dem Beweger oder „Motor") entgegen der Wirkung einer das Ventil für gewöhnlich offen haltenden Feder beim Zutritt von Druckluft geschlossen wird. Die Druck-

luft wird einem zumeist im Kellergeschoß aufgestellten Behälter durch Zweigrohre entnommen. Es kommt nun darauf an, der Druckluft in dem Augenblicke zu dem Beweger des Heizventils Zutritt zu gewähren, wo die gewünschte Zimmertemperatur erreicht ist. Früher hatte man hierzu ein in die Druckluftleitung eingebautes Ventil verwendet, welches von einem Elektromagneten gesteuert wurde, in dessen Stromkreis ein Kontaktthermometer eingebaut war. Diese Einrichtung bedurfte also zweier Kraftquellen, war zu kompliziert und für die Beaufsichtigung zu umständlich. Man ging daher dazu über, das den Zutritt der Luft steuernde Ventil, das im folgenden der Kürze halber mit „Druckluftventil" bezeichnet werden soll, durch die Druckluft selbst einzustellen, wobei nur ein einfacher Thermostat zur Einleitung der Bewegung benötigt wurde. Die Druckluft wird bei diesen Einrichtungen durch einen Zweigkanal nach einem Membrangehäuse geleitet, das durch eine kleine Oeffnung mit der Atmosphäre in Verbindung steht. Wird diese Oeffnung durch den Thermostaten geschlossen, so entsteht in der Membrankammer ein Ueberdruck und die Membran öffnet oder schließt das Druckluftventil.

Die Fig. 1 zeigt eine derartige Vorrichtung, die zu den älteren *Powers*schen Konstruktionen gehört. Der Apparat ist bei *K* an die Druckluftleitung und bei *J* an die zu dem Heizventilbeweger führende Leitung angeschlossen. *H* ist das Druckluftventil, welches durch die Feder J_1 gegen seinen Sitz gedrückt wird. Das Gehäuse *D* der Membran *F* steht durch je eine Oeffnung auf jeder Seite der Membran mit der Außenluft in Verbindung. Die Oeffnung *i*, die durch ein kleines Ventil einstellbar ist, dient zum Abströmen der über dem Heizventilbeweger befindlichen Druckluft, wenn das Druckluftventil *H* geschlossen ist und das Heizventil unter der Wirkung der Gegenfeder sich wieder öffnen soll. Vor der Oeffnung *C* sitzt das Ventil *b* an dem Ende des Blattfederthermostaten *A*. *E* ist ein Einstellventil für den zu dem Membrangehäuse führenden Druckluftzweigkanal.

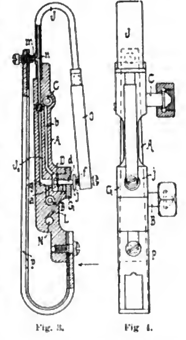

Fig. 1. Fig. 2

Die Vorrichtung wird so eingestellt, daß sich der Thermostat mit dem Ventil *b* bei der für den Raum innezuhaltenden Temperatur gerade gegen die Oeffnung *C* legt. Wird diese Temperatur um ein weniges überschritten, so wird die Oeffnung *C* ganz geschlossen und in dem Gehäuse *D* entsteht ein Ueberdruck, die Membran *F* stößt gegen die Stange des Ventiles *H* und öffnet dieses, so daß die Druckluft nach der Kammer des Heizventilbewegers treten kann und das Heizventil schließt. Sinkt die Temperatur im Raume und wird die Oeffnung *C* von dem Thermostaten freigegeben, so geht die Membran *F* wieder zurück und das Ventil *H* wird durch die Wirkung der Feder J_1 wieder gegen seinen Sitz gedrückt. Da nun aber bei *i* ständig Luft abströmt, wird bald ein Augenblick eintreten, da der auf der rechten Seite der Membran herrschende Druck ausreicht, um die Membran wieder durchzubiegen und das Ventil *H* zu öffnen, allerdings nur für ganz kurze Zeit, während der sich die nach dem Beweger führende Leitung wieder mit Druckluft füllt. Wie ersichtlich, wird hierdurch vermieden, daß die Druckluft während der Heizperiode aus diesem Teile der Leitung ganz abströmt, so daß alsbald nach Schließen der Oeffnung *C* der zum Schließen des Heizventiles erforderliche Druck wieder hergestellt wird.

Ein Nachteil, der dieser und ähnlichen älteren Konstruktionen anhaftet, besteht darin, daß die Druckluftleitung ständig, wenn auch nur durch verhältnismäßig kleine Oeffnungen, mit der Atmosphäre in Verbindung steht. Die weiteren Bestrebungen waren denn auch darauf gerichtet, die Verbindung mit der Atmosphäre, die ja zur Erzielung der Druckunterschiede an sich notwendig ist, möglichst einzuschränken. Die Fig. 2 u. 3 zeigen zwei Vorrichtungen von *Nash*, bei denen der Austritt der Druckluft durch den der Oeffnung *i* nach Fig. 1 entsprechenden Austrittskanal wenigstens während der Schließperiode des Heizventils verhindert ist.

Bei der Einrichtung nach Fig. 2[1]) ist das den Durchtritt der Luft regelnde Ventil *d*, dessen Ventilstange mit Spielraum durch den Kanal *h* geführt ist, als Doppelsitzventil ausgebildet und schließt in der einen Stellung den Druckluftkanal *b*, in den anderen den Kanal *h* ab, der die Abströmöffnung der Bewegerkammer darstellt. Der Thermostat schließt hier die Oeffnung im Membrangehäuse solange ab, als die beabsichtigte Temperatur in dem Raume nicht erreicht ist. Während dieser Zeit hält die Membran *r* den Druckluftweg durch das Ventil *d* geschlossen, wobei die zum Heizventilbeweger führende Leitung durch den Kanal *h* mit der freien Luft in Verbindung steht. Sobald die innezuhaltende Temperatur erreicht bezw. um ein weniges überschritten ist, gibt der Thermostat die Austrittsöffnung frei und die gegen das Ventil *d* drückende Luft bewegt dieses nach dem Kanal *h* hin, worauf der Durchtritt der Druckluft erfolgen kann.

Der in Fig. 3 u. 4 dargestellte neuere *Nash*sche Regler[2]) unterscheidet sich von dem beschriebenen vornehmlich durch den Beweger für das Druckluftventil, der hier nicht aus einer Membran, sondern aus einer Hohlfeder (*Bourdon*-Feder) *J* mit dem Verlängerungsblatt *O* besteht. Das Gehäuse *A* ist mit dem Einlaßstutzen *B* und dem Auslaßstutzen *C* für die Druckluft versehen, die durch die Kanäle *a* bezw. *b* mit der Druckluftventilkammer *D* verbunden sind. Diese Kammer *D* ist durch die Platte *G* verschlossen, die in einer Durchbrechung *d* die Ventilstange *f* des Druckluftventiles *g* trägt. Durch die Durchbohrung *d*, Kanal *L* und Auslaß *N* steht die Kammer *D* mit der freien Luft in Verbindung.


Fig. 3. Fig. 4.

Von dem Druckluftkanale *a* zweigt ein Kanal J_1 nach der Hohlfeder *J* ab, die bei *n* eine Auslaßöffnung hat. Der Thermostat *P* trägt das aus Leder oder dergl. bestehende kleine Ventil *m*. Der Apparat tritt in Wirkung, sobald die Raumtemperatur unter die festgesetzte Grenze

[1]) Amerik. Patent 749 396.

[2]) D. R. P. 165 180.

fällt. Der Thermostat gibt dann die Oeffnung *n* frei, die Druckluft, die bisher auf Streckung der Hohlfeder *J* gearbeitet und das Ventil *g* gegen den Austrittskanal *d* gedrückt hatte, entweicht durch die Oeffnung *n*, und da der Querschnitt der letzteren größer ist als der des Kanals J_1, sinkt der Druck in der Hohlfeder, das Blatt *O* schlägt an die Platte *j* der Ventilstange *f* und das Ventil *g* wird gegen den Kanal *a* gedrückt. Die in der zum Heizventilbeweger führenden Leitung befindliche Druckluft kann jetzt durch die Bohrung *d*, Kanal *L* und Oeffnung *N* nach außen entweichen. Das Heizventil ist nunmehr wieder offen. Wird jetzt die Temperatur um ein weniges überschritten — der Apparat ist so eingestellt, daß sich das Ventilchen *m* gerade an die Oeffnung *n* anlegt — so wird das Ventil *m* fest gegen die Oeffnung *n* gedrückt, die Hohlfeder *J* wird gestreckt, die Druckluft drückt das Ventil *g* von dem Kanale *a* ab und verschafft sich den Durchtritt zu dem Heizventilbeweger.

Eine neuerdings in Amerika patentierte Konstruktion von *Powers* (amerik. Patent 764819) bezweckt, den Verlust an Druckluft noch weiter einzuschränken und die Druckluft möglichst nur beim Umsteuern entweichen zu lassen. Der Thermostat, der bei diesem Apparat (Fig. 5) aus der bekannten Membrankapsel *7*, die mit einer Ausdehnungsflüssigkeit gefüllt ist, besteht, beeinflußt hier ein Doppelventil (*11* und *13*), welches die Durchtrittskammer *10* sowohl gegen die Außenluft als auch gegen den Druckluftnebenkanal *20* abschließen kann. Ein Vergleich mit den vorher dargestellten Einrichtungen läßt erkennen, daß sich der Apparat von diesen gerade dadurch unterscheidet, daß er die Membrankammer für das den Durchtritt der Druckluft zu dem Heizventilbeweger steuernde Ventil nicht dauernd für den Eintritt der Druckluft offen läßt. Im übrigen ist auch das primäre Druckluftventil als doppeltwirkendes ausgebildet.

Die Druckluft tritt durch den Kanal *9* ein, der sich zu einem Ringkanal *20* erweitert, welcher einerseits durch den Zweigkanal *21* mit der Ventilkammer *26* und der zu dem Heizventilbeweger führenden Druckluftleitung *27* verbunden ist, andererseits aber nach der bereits erwähnten Ventilkammer *10* führt. Das Ventil *11*, das durch die Feder *12* gegen seinen Sitz gedrückt wird, drückt mit einem Fortsatze gegen das Entlüftungsventil *13*, dessen Ventilkörper *15* von der biegsamen Platte *16* getragen wird. Der Ventilkörper *15*, in dem sich die seitliche Auslaßöffnung *17* befindet, wird nun von dem Thermostaten *7* in folgender Weise beeinflußt.

Es sei angenommen, der Druck in der Kammer *10* könne gerade dem Drucke der Kapsel das Gleichgewicht halten, wenn die Temperatur etwa die innezuhaltende Höhe hat. Wird diese überschritten, so drückt die Kapsel *7* auf den Sitz *15*, das Ventil *13* und durch dieses auf das Ventil *11*, dieses wird geöffnet, und die Druckluft kann nach dem Kanale *18* treten, der zu der Membrankammer für das Doppelventil *25*, *32* führt. Die Druckluft übt hierbei auch einen Druck auf die biegsame Platte *16* aus und sucht sie entgegen der Wirkung des Thermostaten zu biegen. Ist dieser Druck dem Drucke des Thermostaten gleich, so gelangt das Ventil *11* auf seinen Sitz, desgleichen das Ventil *13*, da die Feder *12* stärker ist als die Gegenfeder *14*. Dieser Zustand wird solange aufrecht erhalten, bis die Temperatur etwas unter die festgesetzte Grenze gesunken ist. Der Druck des Thermostaten läßt dann nach, und da der Luftdruck in der Ventilkammer *10* gleich groß geblieben ist, so biegt er die Platte *16* nach auswärts, entfernt hierbei den Ventilsitz *15* von dem Ventil *13* und öffnet dieses, so daß Druckluft entweichen kann, wodurch sich der Druck in der Kammer erniedrigt. Die Auslaßöffnung *17* bleibt aber nur solange offen, bis der Druck in der Kammer *10* und der Druck des Thermostaten sich wieder das Gleichgewicht halten, also nur während einer ganz kurzen Zeit.

Die Einrichtung zum Steuern des Druckluftventils (*25*, *32*) ist folgende.

Der Druckraum (*18*) ist von der Ventilkammer *26* durch eine biegsame Platte *28* getrennt, während er nach der anderen Seite von der Membran *29* begrenzt ist, die mit der Platte *30* verbunden ist. Diese letztere hat in der Mitte eine durchbrochene ringförmige Verstärkung, welche an dem einen Ende die biegsame Platte (*28*) mit einem Flansch übergreift und durch welche die bis an das Druckluftventil *25* reichende Ventilstange des Auslaßventils *32* geführt ist. Eine an dem Gehäuse des Apparates sitzende Feder *33* übt nun auf die Platte *30*, und eine an der Platte *30* befestigte Feder *34* übt auf das Ventil *32* und auf das Ventil *25* (entgegen der Wirkung der schwächeren Feder *35*) eine Druckwirkung aus. Da die Feder *34* an der unter der Wirkung der Feder *33* stehenden Platte *30* sitzt, welche das Bestreben hat, sich nach dem Ventile *25* zu durchzubiegen, so wird das letztere für gewöhnlich von ihr gegen seinen Sitz gedrückt, während das Auslaßventil *32* offen bleibt. Hat nun die Temperatur des Raumes die festgesetzte Höhe erreicht, so daß das Ventil *11* den Durchtritt der Druckluft nach dem Raume *18* gestattet, so drückt diese auf die beiden Membranen *28* und *29*, und da die letztere eine bedeutend größere Druckfläche darbietet, so erfolgt eine Bewegung beider entgegen der Wirkung der Feder *33* und das Ventil *25* wird geöffnet, während das Auslaßventil *32* geschlossen wird. Die Druckluft kann jetzt durch die Kammer und den Kanal *27* zu dem Heizventilbeweger strömen. Außer diesem Kanal *27* schließt sich noch, wie aus Fig. 5 zu erkennen ist, ein Abführungskanal an die Membrankammer *18* an. Dieser führt Druckluft zu dem Gehäuse einer Membran, die eine Ventilationsklappe steuert. Dieser Kanal kann selbstverständlich auch fehlen bezw. verschlossen sein.

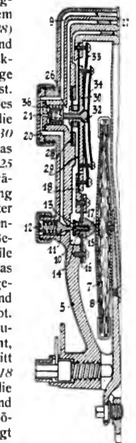
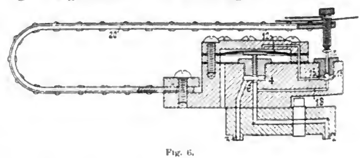


Fig. 5.

Der vorbeschriebene Apparat ist wegen der mehrfachen Verwendung der Membran verhältnismäßig kompliziert. Mit wesentlich einfacheren Mitteln wird der vorbezeichnete Zweck, die Verbindung der zum Druckluftbehälter führenden Leitung mit der Außenluft auf eine möglichst kurze Zeitdauer zu beschränken, durch den in Fig. 6 dargestellten neuesten Wärmeregler von *Nash*[3] erreicht. Der Apparat bedarf nach dem Vorhergehenden keiner ausführlichen Erklärung. Auch hier sind die beiden


Fig. 6.

[3]) Amerik. Patent 843092.

den Durchtritt der Druckluft steuernden Ventile (*e* und *15*) doppeltwirkend und zwar als Doppelsitzventile ausgebildet. Der Zuführungskanal *2* mündet in die Ventilkammer *4* und setzt sich in der zum Heizventilbeweger führenden Leitung *3* fort; die Zweigleitung *18* führt über die Nebenventilkammer *13* zu der das Ventil *e* steuernden Membran *12*. Das Kugelventil *15*, dessen Ventilstange unter der Einwirkung des Blattfederthermostaten *20* steht und durch den Austrittskanal *n* geführt ist, wird durch die Druckluft gegen diesen Kanal gedrückt, solange die festgesetzte Temperatur nicht überschritten wird, und die Druckluft hat Zutritt zu der Membran *12*, die das Ventil *e* gegen den Kanal *2* legt. Wird die Temperatur überschritten, so drückt der Thermostat das Ventil *13* gegen den Zweigkanal *18*, gibt die Austrittsöffnung *n* frei, und die Druckluft öffnet sich selbst das Ventil *e*, da die Membran *12* entlastet ist. Sinkt die Temperatur, so gibt der Thermostat nach und die Druckluft verschafft sich selbst wieder Zutritt zu der Membran *12*. In derselben Weise wie bei dem Ventil *13* gibt jetzt das wieder gegen den Kanal *2* gedrückte Ventil *e* die nach außen führende Ventilstangenöffnung frei, so daß der Heizventilbeweger entlastet wird.

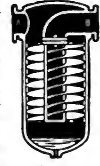
Aus der Praxis.

Abdampfentöler.

Die bekannten Nachteile des Oelgehaltes im Abdampf sind bei dessen Verwendung als Heizmittel in Vorwärmern, Trocken- und Verdampfapparaten: Verminderung der Wärmeübertragung infolge Bildung einer die Wärme schlecht leitenden Oelkruste auf den Heizflächen; und bei Verwendung des Kondensats zur Kesselspeisung: Oelablagerungen auf der Wasseroberfläche, deren saure Zersetzungsprodukte starke Anfressungen der Kesselwandungen und im Zusammenwirken mit dem Kesselstein örtliche Ueberhitzungen, Ausbeulungen und gar Explosionen im Gefolge haben können.

Die Entölung des Abdampfes ist daher längst angestrebt. Sie gelingt, abgesehen von den Fällen, wo Verseifung des Oels stattgehabt hat, nahezu vollkommen auf mechanischem Wege mit Apparaten, in denen das Oel dadurch selbsttätig gleichsam ausgeschleudert wird, daß dem Dampfstrome kreisende Bewegung erteilt wird. Am einfachsten geschieht dies unter Nutzbarmachung der natürlichen Dampfgeschwindigkeit durch Einschalten von Schnecken in den Weg des Dampfes. Die spezifisch schwersten Teile, das sind die dem Dampf beigemengten, äußerst feinen Oel- und Wasserteilchen, werden im Bereich der Schnecke nach außen gegen die Wandung der Leitung geschleudert, vereinigen sich hier und fließen, von dem weiterströmenden Dampf getrennt, nach einer Sammelstelle ab.

Bei dem Entöler der Firma *Künneth* & *Knöchel*, Magdeburg, der wie andere nach dem vorgenannten Grundsatz gebaut ist (s. Fig. 1), tritt der zu entölende Dampf bei *A* in das zylindrische Gefäß ein, geht über drei eingebaute Schnecken nach unten und nimmt dann seinen Weg durch das in der Achse der Schnecken stehende Rohr nach oben zum Austrittsstutzen *B*, den er entölt verläßt.


Fig. 1.

Die abgeschiedene Mischung von Oel und Wasser sammelt sich über dem Boden des Gefäßes. Bei Auspuffmaschinen wird sie durch einen auf ununterbrochenen Abfluß eingestellten Hahn oder durch ein dem Dampfdruck entsprechendes Syphonrohr abgelassen. Bei Kondensationsmaschinen wird das Gemisch entweder in einen besonderen Behälter abgelassen oder durch eine geeignete kleine Pumpe beständig abgesaugt.

Von den drei Schnecken ist die eine vollwandig, die beiden anderen bestehen dagegen aus Drahtgewebe. Hierdurch sollen möglichst große Adhäsionsflächen für die Abscheidung von Oel und Wasser, zugleich aber auch ein möglichst großer Querschnitt für den Durchgang des Dampfes geschaffen werden, damit jeglicher Rückdruck des Dampfes auf die Maschine vermieden wird.

R.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Eichinstrumentarium. In einem 220 mm langen, 160 mm breiten und 170 mm hohen Kasten sind Meßwiderstände, Brückenwiderstände, ein *d'Arsonval*-Galvanometer und eine Batterie von sechs Trockenelementen zusammengebaut. Sämtliche Klemmen der Batterie sind zugänglich, so daß beliebige Teilspannungen benutzt werden können. Bemerkenswert ist, daß bei den Widerständen sich die drehbaren Kontakthebel gegen die Unterseite der winkelförmigen Kontaktknöpfe legen. Da sich dort kein Staub auflegt, soll ein gleichförmiger Uebergangswiderstand erzielt werden. (Electrical World 1907, S. 609.)

Pr.

Prüfinstrument für Bogenlampenkohlen. (*Richter* & *Häser.*) Der photometrische Körper einer Bogenlampe wird durch seitliche Abweichung des Lichtbogens und die damit zusammenhängende Unregelmäßigkeit der Kraterbildung wesentlich beeinflußt und zwar entsteht letztere, wenn die verwendeten Kohlenstäbe auch nur wenig gekrümmt sind. Die Verfasser haben nun ein Instrument konstruiert, welches die Abweichung des Schwerpunktes eines beliebigen Querschnitts von der Verbindungslinie des Schwerpunktes der Endquerschnitte eines Kohlenstabes zu messen gestattet. Gleichzeitig können die Länge, der Durchmesser sowie die Querschnittsform der Kohlen bestimmt werden. Das Instrument soll dazu dienen, ähnlich wie bei Glühlampen, einen Bruchteil jeder Lieferung einer genauen Prüfung zu unterziehen.

Die Bauart des Instruments ist folgende: Mitten auf einer Grundplatte ist drehbar ein Zentrierfutter gelagert, dem ein zweites ebenfalls drehbares an einem senkrechten, mit Teilung versehenen Lineal verschiebbares Futter gegenübersteht. Zwischen beiden wird die zu prüfende Kohle eingespannt, wobei deren Länge an der Stellung des oberen Futters mittels Nonius und der Linealteilung abzulesen ist. Der Anfang der Linealteilung liegt hierzu in einer Ebene mit der inneren Anschlagfläche des unteren Futters und der Nullpunkt des Nonius mit der des oberen Futters. Auf dem Lineal ist ferner ein Bügel verschiebbar gelagert, der eine Mikrometerschraubenlehre trägt, deren Meßfläche zur Untersuchung der Krümmung der Kohle gegen deren Oberfläche gebracht wird. Ein an dem Bügel befestigter Nonius dient zur Ablesung der Entfernung des untersuchten Querschnitts von dem unteren Ende der

Kohle. Die Messung erfolgt unter Drehung der Kohle um ihre Achse. Das untere Futter trägt eine mit Gradteilung versehene Scheibe, an der mit Hilfe einer auf der Grundplatte sitzenden Ablesemarke die Drehung des Kohlenstabes abgelesen wird. (Elektrotechnik und Maschinenbau 1907, S. 342—344.) *Pr.*

Eisenbeton.

Eisenbetonviadukt. In Richmond in Pennsylvania ist ein Eisenbahnviadukt von 840 m Länge in Eisenbeton ausgeführt. Der Viadukt ist für eine Eisenbahn bestimmt, auf der Wagen von 67,5 t Gewicht bei 10 m Abstand der vierrädrigen Drehgestelle verkehren.

In Abständen von 7 bis 20 m sind Böcke mit je zwei schrägen Säulen errichtet. Die Säulen sind mit einem Winkel von ungefähr 20° gegeneinander geneigt und sind im oberen Ende durch einen starken Querholm von rund 2,00 m Länge miteinander verbunden. Die Säulenfüße ruhen auf Fundamentplatten aus Eisenbeton von solcher Größe auf, daß der Druck auf die Fundamentsohle nicht über 2,4 kg/qcm beträgt. Der Querschnitt der Säulen selbst ist quadratisch (60/60 cm).

In der Längsrichtung sind die Böcke durch wagerechte Längsverbindungen, deren Zahl mit der Höhe der Böcke wechselt, versteift. Diese Höhe schwankt zwischen 5,4 und 21,0 m.

Zwischen den oben erwähnten Querholmen liegen mit der Oberkante bündig je zwei Brückenträger. Dieselben sind rechtwinklige Eisenbetonbalken bis zu 2,10 m Höhe und 0,6 m Breite. Die Länge derselben schwankt zwischen 7 m und 20,35 m.

Als Eiseneinlagen sind Kahneisen verwendet. Dieselben haben quadratischen Querschnitt mit zwei seitlich in der Diagonalrichtung angewalzten Flacheisen, welche an verschiedenen Stellen längs der Kante des Quadrateisens auf eine gewisse Länge abgerissen und in die Höhe gebogen werden. Hierdurch entsteht im Beton eine quadratische Eiseneinlage mit schräg nach oben gerichteten Bügelpaaren, welche in fester Verbindung mit dieser Eiseneinlage sind und einen guten Verband mit dem Beton herstellen sollen. Außerdem sollen diese schräggerichteten Flacheisen die schiefen Hauptzugspannungen, welche in der Nähe der Auflager in bedeutender Größe auftreten können, entlasten.

Der Eisenquerschnitt ist in keinem Bauteil mehr als 1,45 v. H. des ganzen Betonquerschnitts. Die Betonmischung ist für die Fundamentplatten 1 : 3 : 6 und für die übrigen Bauteile 1 : 2 : 4, überschreitet also die Grenze der in Deutschland für Eisenbetonbauten üblichen Mischungsverhältnisse. Hierbei wurde der Beton mit 35 kg/qcm und das Eisen mit 1120 kg/qcm beansprucht bei einer Annahme des Verhältnisses der Elastizitätsmaße von Eisen und Beton zu 12.

Der Oberbau besteht aus einem Rost von Längsschwellen aus Kiefernholz und Querschwellen aus Eichenholz im Abstand von 30 cm. Erstere liegen auf den Brückenträgern auf, letztere tragen die Schienen. Im Abstand von 1,5 m sind die Schwellen in den Beton der Brückenträger verankert. Durch Anordnung von Dehnungsfugen in Abständen von 60 m ist für den Ausgleich der Temperaturschwankungen gesorgt. (Zement und Beton 1907, S. 133 ff.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Eisenbetonträger mit doppelter Einlage. Der Eisenquerschnitt der Zugzone wird in zwei Teile zerlegt, der eine Teil ist mit der Betondruckzone, der andere Teil mit der Eiseneinlage der Druckzone im Gleichgewicht.

Liegt letztere in dem Druckmittelpunkt der Druckzone, so setzt sich das Moment der inneren Kräfte aus zwei Teilen zusammen, die gleiche Hebelarme und gleiche Eisenzugspannungen haben, so daß die Größe der beiden Beiträge zum inneren Moment dem zugehörigen Eisenzugquerschnitt proportional ist.

Ist nun M_1 das zulässige Biegungsmoment für eine einfache Eisenbetonplatte mit dem Eisenzugquerschnitt f_{ez_1}, und erhöht sich das aufzunehmende Moment auf M, so ist der erforderliche Zusatzquerschnitt des Eisens:

in der Zugzone

$$f_{ez_2} = \left(\frac{M}{M_1} - 1\right) f_{ez_1},$$

in der Druckzone

$$f_{ed} = \infty\, 3\, f_{ez_2}$$

für die zulässigen Beanspruchungen $\sigma_d = 40$ kg/qcm und $\sigma_{ez} = 1200$ kg/qcm.

Die Eiseneinlage wird in Zug- und Druckzone gleich, wenn man das Biegungsmoment um 50 v. H. erhöht.

Hierdurch läßt sich die Plattenstärke gegen eine einfache Eisenbetonplatte um etwa 25 v. H. vermindern, da auch das Gewicht mit Verminderung der Höhe abnimmt.

Ist das Biegungsmoment M und die für eine einfache Eisenbetonplatte zu niedrige Höhe gegeben, so berechne man nach den bekannten Dimensionierungsformeln das zulässige Biegungsmoment M_1 und stellt dann nach den oben angegebenen Formeln die Zusatzquerschnitte fest.

Auf Plattenbalken wird dasselbe Verfahren angewandt.

Zwei Tabellen vereinfachen die Berechnung und drei Zahlenbeispiele zeigen die Anwendung. (Zement und Beton 1907, S. 139 ff.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Elektrotechnik.

Einphasenwechselstrombetrieb. (*Murray.*) Die New York, New Haven und Hartford Railway arbeitet mit Wechselstrom von 11 000 Volt und 25 Perioden. Den schwersten Betrieb hat die Strecke von New York nach New Hawen, auf der 31 Haltestellen sind. Die mittlere Stationsentfernung beträgt 3,52 km, die Reisegeschwindigkeit 42 km/Std. und die Höchstgeschwindigkeit 72,5 km/Std. Unter diesen Verhältnissen erfordert die im Mittel 210 t betragende Zuglast dieselbe Lokomotivleistung wie eine solche von 310 t beim Schnellzugsbetrieb. Der Energieverbrauch schwankt zwischen 25 und 31 Wattstd. f. d. t/km bei Schnell- und Lokalzügen; bei den ersteren sind bisweilen nur 19,3 Wattstd. f. d. t/km verbraucht worden.

Die Lokomotive hat bei einem Triebraddurchm. von 1570 mm eine Schwerpunktshöhe von 1370 mm über Schienenoberkante. Wenngleich kein Zahnradantrieb vorhanden ist, ist doch das gesamte Motorgewicht abgefedert. Die Motoren sind zwölfpolig, besitzen Kompensationswicklung und ihre Ankerwicklung ist über Widerstände an den Kommutator angeschlossen. Auf einer Lokomotive sahen die Kommutatoren nach Zurücklegung von 24 000 km ohne Abschmirgeln noch wie neu aus. Die Motoren werden durch elektrisch angetriebene Ventilatoren gekühlt und zwar so wirkungsvoll, daß die Dauerleistung nahezu der Stundenleistung gleichkommt.

Die Oberleitung wird alle 90 m etwa von aus Gitterträgern und -Masten gebildeten Jochen getragen. Alle 3,2 km sind diese Joche von besonderer Bauart, da dort die Leitung abgespannt und Streckenunterbrecher und Speiseschalter eingebaut sind. Diese Schalter können elektro-pneumatisch von dem nächsten Stellwerkshaus in der Weise gesteuert werden, daß jeder Oberleitungsabschnitt sowohl von den benachbarten Abschnitten als auch von den Speiseleitungen abgeschaltet wird. Die Speiseleitungen haben 5,2, die Fahrleitungen 6,5 mm Durchm. Letztere Größe ist mehr mit Rücksicht auf die mechanische Beanspruchung als auf die Leitfähigkeit gewählt. Der Fahrdraht wird von zwei 14 mm Stahlseilen getragen, indem die beiden Seile und der Fahrdraht in kurzen Abständen durch je drei ein gleichschenkliges Dreieck bildende Streben untereinander verbunden sind. Bei der Aufstellung der Joche waren zum Teil ziemlich schwere Konstruktionsteile zu bewegen, da einzelne von ihnen bis zu sieben Gleise überspannen. Hierbei leistete ein Lokomotivkran wesentliche Dienste. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 546—548.) *Pr.*

Elektrische Zugsteuerung. (*Freund.*) Während die *General Electric Company* ausschließlich Elektromagnete zur Steuerung der Einzelschalter benutzt, verwendet die *Westinghouse Company* elektrisch gesteuerte Luftmotoren. In beiden Fällen ist der bekannte Zweck, Züge mit lauter gleich ausgerüsteten Motor-

wagen von dem jeweilig führenden Wagen aus steuern zu können.

In jedem Wagen sind daher zwei Arten von Leitungen vorhanden: solche, die den Motorbetriebsstrom und andere, die Steuerstrom führen. Der Motorstromkreis, der mit den Stromabnehmern des Wagens in Verbindung steht, schließt für Gleichstrombetrieb eine Gruppe von Hüpfern ein zur Herstellung der verschiedenen Motorschaltungen, einen Satz von Widerständen, zwei selbsttätige Starkstromausschalter und einen Fahrtrichtungsschalter.

Die Hüpfer sind in größerer Anzahl nebeneinander in ein gemeinsames Gehäuse eingebaut. Ein derartiger Schalter wird durch Erregen eines ein Ventil überwachenden Magneten geschlossen, indem die in den Zylinder einströmende Druckluft den Kolben mit dem einen Schaltkontakt schnell gegen den anderen bewegt. Die aus winkelförmigen Kupferstücken hergestellten Kontakte berühren sich zuerst an den Enden eines Schenkels und legen sich dann mit ihren Flächen unter vollem Druck aneinander. Wird der Steuerstrom unterbrochen, so wird der Zylinder entlüftet und es erfolgt selbsttätig Oeffnen des Schalters durch eine vorher gespannte Feder. Jeder Schalter besitzt magnetische Funkenlöschung. Mit den Kolben sind Kontaktstücke verbunden, die mit festen Kontaktfingern zusammenarbeiten und das Schließen des Erregerstromkreises für den nächsten Ventilmagneten vorbereiten.

Von den beiden Starkstromausschaltern führt jeder den Strom der Hälfte der zum Antrieb des Wagens dienenden Motoren. Sie wirken nur mittelbar auf den Starkstromkreis, den sie durch Unterbrechen des Steuerstromes öffnen. Der Fahrtrichtungschalter enthält ein senkrecht verschiebbares, mit Kontakten versehenes Mittelstück, welches durch zwei Luftmotoren verstellt wird und mit festen Kontaktfingern die entsprechenden Schaltungen herstellt. Als weitere Vorsichtsmaßregel gegen Kurzschlüsse ist in den Motorstromkreis noch ein Hauptstromausschalter und eine Sicherung geschaltet.

Zu dem Steuerstromkreis, der aus einer Akkumulatorenbatterie von 14 Volt Spannung gespeist wird, gehört der Hauptschalter, das durch den Zug gehende Steuerkabel mit den Kupplungen, ein Relais zum selbsttätigen Oeffnen der Hüpfer bei Unterbrechung des Fahrstromes, ein Grenzschalter zum Regeln des Einschaltens der Hüpfer beim Anfahren, sowie ein Motorausschalter zum Abschalten eines defekten Motors durch Abtrennen der entsprechenden Steuerleitungen.

Der Hauptschalter besteht aus einer kleinen mit Kontakten besetzten Trommel und festen Kontaktfingern. Sein Einschalten erfolgt entgegen einer Federkraft, so daß er selbsttätig in die Einschaltstellung zurückgeht. Die aus sieben Zellen bestehende Batterie ist doppelt vorhanden, damit die jeweilig nicht benutzte durch Einschalten in den Stromkreis der Wagenbeleuchtung oder des Luftpumpenmotors wieder aufgeladen werden kann. Das Steuerkabel enthält sieben Drähte, die durch siebenpolige Kupplungen mit dem Kabel des nächsten Wagens verbunden werden. Das Relais zum Ausschalten der Hüpfer bei Unterbrechung des Fahrstromes besitzt eine an die Stromzuführung angeschlossene Nebenschlußspule, die auf einen Schalter im Steuerstromkreise wirkt. Der Grenzschalter besteht aus einer vom Motorenstrom durchflossenen Spule, die bei zu starkem Anwachsen des Stromes das Einschalten des nächsten Hüpfers hindert. Der Motorausschalter enthält eine Holzwalze mit Kontakten, gegen die Kontaktfinger anliegen; er besitzt drei Stellungen, in denen Motor 1, Motor 2 oder keiner von beiden ausgeschaltet sind. In jedem Führerstand sind ferner noch zwei Messerschalter vorhanden: einer zur Unterbrechung der zum Anstellen der Motorstromausschalter dienenden Steuerleitung, damit durch Drehen der Fahrschaltwalze die Hüpfer ohne Strom auf ihr Arbeiten geprüft werden können; ein zweiter, der nur entgegen einer Federkraft eingelegt werden kann, um sämtliche Starkstromausschalter zu schließen. Letzteres ist jedoch nur möglich, sofern sich der Fahrschalter in in der Ausschaltstellung befindet.

Gegenüber dieser Ausführung der Zugsteuerung für Gleichstrom weist die für Einphasen-Wechselstrom nur geringe Abänderungen auf. Die Anschlüsse an die Widerstände sind durch solche an die Ausführungen eines unterteilten mit Oel oder Luft gekühlten Transformators ersetzt. Ein Kurzschließen von Transformatorwinden beim Schalten wird durch einen Widerstand verhindert. An den Hüpfern fehlt magnetische Funkenlöschung. Ferner werden die Motoren, die nur in Parallelschaltung arbeiten, einfach durch Entfernen ihrer Schmelzsicherung abgeschaltet. Der Fahrtrichtungschalter besitzt Trommelform, der Fahrschalter eine senkrecht angeordnete Schaltwalze. Der Steuerstrom wird einer 50voltigen Abzweigung des Transformators entnommen. Die genaue Schaltung sämtlicher Apparate ist durch zwei ausführliche Schemata erläutert. (Elektrotechn. Zeitschr. 1907, S. 164—167.) *Pr.*

Lokomotivbau.

Elektrische Güterzuglokomotive. (*Johnson.*) Die kürzlich in Brooklyn in Dienst gestellte Lokomotive schleppt bis zu 20 Normalgüterwagen mit 8 km/Std. Geschwindigkeit. Sie ist mit 57 t Gewicht wohl die schwerste für den Betrieb auf Straßenbahngleisen gebaute Lokomotive. Ihre Gesamtlänge beträgt 9450 mm, ihre größte Breite 2200 mm. Der Bodenrahmen besteht aus 250 mm hohen U-Eisen; in ihm sind rechteckige Eisenschienen von 57 × 125 mm Querschnitt eingebaut, die gleichzeitig zur Versteifung und zur Gewichtsvermehrung dienen. Sie werden an den Enden durch Bolzen von 50 mm Durchm. zusammengehalten. Das Führerhaus, dessen Form den Kasten von Personenwagen entspricht, ist aus Winkeleisen und gespanntem Blech gebaut. Das Dach ist ebenso wie der Fußdoden mit Blech abgedeckt; ersteres ist jedoch zur besseren Isolierung der beiden Rollenstromabnehmer noch mit einem Belag von Holz und Segeltuch versehen. Das Führerhaus hat an jedem Ende eine mit einem Fenster versehene Tür, sowie zwei weitere Fenster und an jeder Seitenwand gleichfalls eine Tür und vier Fenster.

Der Kasten ruht auf zwei Drehgestellen von 1780 mm Radstand; die Drehzapfenentfernung beträgt 4900 mm. Jeder Radsatz wird durch einen 150 PS-*Westinghouse*-Motor mittels einfachen Zahnradvorgeleges von 15 : 54 Uebersetzung angetrieben.

Bis auf den Motorkompressor sind sämtliche Hilfsapparate im Wagen und zwar sorgfältig isoliert angebracht. Der Fußboden des Führerstandes ist mit einer Gummidecke belegt, um den Führer von Erde zu isolieren. Die Steuerung der Motoren geschieht durch Einzelschalter. Hierbei wird auf der ersten Fahrstellung ein besonders großer Widerstand vor die Motoren geschaltet, so daß es möglich ist, die Lokomotive um geringe Beträge zu verschieben. Letzteres ist besonders wichtig, wenn sie sich zum Ankuppeln vor einen Zug legen soll. Die weitere Ausrüstung besteht aus den üblichen Nebenapparaten. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 488—491.) *Pr.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Wirbelisolator. Der neue zur Isolierung und zum Nachspannen von Abspanndrähten für Straßenbahnoberleitungen bestimmte Wirbelisolator besitzt zur Aufnahme der Zugspannungen einen allseitig mit Isoliermaterial umpreßten Metallkörper, der als Scharnierschnalle ausgebildet ist. Gegenüber dem bisher verwendeten, teilweise umpreßten Metallkörper wird hierdurch eine größere Lebensdauer erzielt, da keine Feuchtigkeit unter das Isoliermaterial dringen und letzteres absprengen kann. An die Scharnierschnalle ist mit einem Bolzen eine kegelförmig verengte Hülse angelenkt, in der die entsprechend ausgebildete Mutter für das Spannschloß ruht. Es ist daher noch der weitere Vorzug vorhanden, daß beim Nachspannen nicht wie bisher Metall auf Isoliermaterial, sondern nur noch Metall auf Metall reibt. Einer vorzeitigen Abnutzung der Isolierschicht wird hierdurch vorgebeugt. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 217.) *Pr.*

Bücherschau.

Die Patentgesetze aller Völker. Bearbeitet und mit Vorbemerkungen und Uebersichten, sowie einem Schlagwortverzeichnis versehen. Von Geh. Justizrat Dr. *Josef Kohler*, ordentl. Prof. an der Universität Berlin und *Maximilian Mintz*, Patentanwalt in Berlin. Band I. Lieferung 1—5. Berlin, 1906. R. v. Decker (G. Schenk).

Die Verfasser haben sich die Aufgabe gestellt, die gegenwärtig geltenden Patentgesetze der Erde tunlichst in der Ursprache vollständig herauszugeben und zwar unter Beifügung einer deutschen Uebersetzung, von der nur bei englischen und französischen Gesetzen abgesehen werden soll. Von der Wiedergabe der früher gültigen Gesetze soll Abstand genommen werden, um den Umfang des Werkes nicht zu groß werden zu lassen, dagegen sollen etwaige Abänderungen in Nachträgen gebracht werden.

Die vorliegenden fünf Lieferungen behandeln das Patentrecht Englands und seiner sämtlichen Kolonien. Der Text der einzelnen Gesetze ist von einem Schlagwortverzeichnis begleitet, das über die wichtigsten Punkte der betr. Gesetze (z. B. Patentobjekt, Begriff der Neuheit, Patentsucher, Zusatzpatente, Patentdauer, Taxen) Auskunft gibt.

Das Werk dürfte für jeden, der am internationalen gewerblichen Rechtsschutz Interesse hat, unentbehrlich sein.

Ka.

Alphabetisches Sachverzeichnis über sämtliche bis 31. 12. 1906 in das Patentregister des K. K. Patentamts eingetragenen Patente. Wien, 1907. Lehmann & Wentzel.

Das österreichische Patentamt hat sämtliche in den ersten 10 Jahren des Bestehens des Patentgesetzes vom 11. 1. 1897 erteilten 27 600 Patente nach ihrem technologischen Inhalte zusammengestellt. Der Stoff ist nicht nach den in Oesterreich gültigen Patentklassen, die bekanntlich den deutschen entsprechen, angeordnet, sondern nach Schlagwörtern, die so gewählt sind, daß sich die einzelnen Gegenstände leicht auffinden lassen. Die große Mühe, die mit der Aufstellung eines solchen Verzeichnisses verbunden ist, findet ihr Entgelt in dem Nutzen, den jeder auf dem Gebiete des Patentwesens Interessierte daraus zieht.

Ka.

Bredig's Handbuch der angewandten physikalischen Chemie. Leipzig, 1907. J. A. Barth.

Band V: *Kurzer Abriß der Spektroskopie und Kolorimetrie* von Dr. *Emil Baur*, a. o. Professor an der Herzogl. Technischen Hochschule in Braunschweig.

Das Buch gibt über einzelne Teile des behandelten Gebietes eine gute Uebersicht, die hier und da freilich durch die nicht leichte Form der Darstellung erschwert wird. Im Verhältnis zum Preise bietet das dünne Buch etwas wenig; die Darstellungen der Linienspektra sind zu stark verkleinert. Bei der Besprechung der Chromophorentheorie durfte die im zweiten Bande der Berichte der deutschen chemischen Gesellschaft erschienene Arbeit von *Liebermann* nicht übergangen werden.

Band VI: *Einführung in die Phasenlehre und ihre Anwendungen* von Dr. *Alex. Findlay* an der Universität Birmingham. (Deutsch von Prof. *G. Siebert*, Wiesbaden.)

Die musterhaft klare Anordnung und Sprache macht das Buch von *Findlay* zu einem guten Führer in das Gebiet der Phasenlehre, deren Systematik z. B. für die Metallographie von großem Werte ist. Die technischen Anwendungen könnten nach meiner Ansicht ausführlicher behandelt werden.

Band VII: *Löslichkeit und Löslichkeitsbeeinflussung.* Von Dr. *V. Rothmund*, a. o. Professor an der deutschen Universität in Prag.

Das Buch enthält ein reiches, übersichtlich geordnetes Zahlen- und Tatsachenmaterial; alles, was sich über Auflösungsgeschwindigkeit, Messung der Löslichkeit, Einfluß von Temperatur und Druck, Uebersättigung usw. sagen läßt, kann der Leser aus dem empfehlenswerten Buche entnehmen.

Arndt.

Theorie, Konstruktion und Gebrauch der feineren Hebelwage von Dr. *W. Felgentraeger*. Leipzig, 1907. B. G. Teubner.

Der Verfasser hat auf Grund seiner theoretischen Studien und langjährigen praktischen Erfahrungen ein sehr wertvolles Buch geschrieben, das hoffentlich mit manchen Mängeln im Wagenbau, die durch Unkenntnis des Fabrikanten und des Bestellers verschuldet werden, endlich aufräumen wird. Auch wer den eingehenden Rechnungen nicht folgt, wird vieles Interessante und gar manchen praktisch wertvollen Fingerzeig finden.

Arndt.

Die Thermodynamik der Dampfmaschinen. Von *F. Krauß*, Ingenieur, behördlich autorisierter Inspektor der *Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungsgesellschaft* in Wien. Berlin, 1907. Springer.

Die Schrift enthält zunächst eine eingehende Besprechung der für die technische Wärmelehre wichtigen Zustandsgrößen der Energie und Entropie. Besonders werden die verschiedenartigen, zum Teil irrtümlichen Auffassungen des Entropiebegriffes hervorgehoben. Der Verfasser entscheidet sich mit Recht für die *Clausius*sche, die in der Entropie eine bestimmte Energieform sieht, die nicht in mechanische Arbeit verwandelt werden kann.

Im Anschluß an diese Grundlegungen unternimmt der Verfasser eine eingehende Untersuchung der bei einer Dampfmaschinenanlage auftretenden Arbeitsverluste in ihrem physikalischen Zusammenhang mit dem Verlauf des Dampfmaschinenprozesses. Wenngleich diese Art der Einzelbetrachtung seit *Hirn* und *Zeuner* in die Technik eingeführt ist, so bleibt doch die vorliegende Darstellung immer wertvoll, da sie allgemeine mathematische Betrachtungen vermeidet und dafür lieber ein Beispiel durchrechnet.

Das Buch kann allen Ingenieuren, welche sich über die physikalische Natur der in unserm wichtigsten Motor sich abspielenden Vorgänge unterrichten wollen, warm empfohlen werden.

Dr. *Hort.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Die Wirkungsweise, Berechnung und Konstruktion der Dynamomaschinen und Motoren. Praktisches Handbuch, sowie Leitfaden zum Unterricht und Selbststudium für Elektrotechniker, Konstrukteure und Studierende an technischen Mittel- und Hochschulen.. Herausgegeben von *Georg Schmidt*-Ulm, Ingenieur im Verein mit *Paul Wagner*, Ingenieur. Mit etwa 150 Abb., 10 Konstruktionstafeln und 1 Diagrammtafel. Dritte vollständig umgearbeitete Auflage. Leipzig 1907. Oskar Leiner. Preis geh. M. 7,50, geb. M. 8,50.

Elektrische Fernphotographie und Aehnliches. Von Dr. *Arthur Korn*, a. o Professor an der Universität München. Mit 21 Abb. und 1 Tafel. Zweite Auflage. Leipzig 1907. S. Hirzel. Preis geh. M. 2.

Müller-Pouillets Lehrbuch der Physik und Meteorologie In 4 Bänden. Zehnte umgearbeitete und vermehrte Auflage. Herausgegeben von *Leop. Pfaundler*, Prof. der Physik an der Universität Graz. Ueber 3000 Abb. und Tafeln, zum Teil in Farbendruck. Zweiter Band — Erste Abteilung. Drittes Buch. Die Lehre von der strahlenden Energie (Optik) von *Otto Lummer*, ordentl. Professor und Direktor des physikalischen Instituts an der Universität Breslau. Braunschweig 1907. Preis geh. M. 15,—. Friedrich Vieweg & Sohn.

Aus Natur und Geisteswelt. Sammlung wissenschaftlich gemeinverständlicher Darstellungen. *E. Biedermann.* Die technische Entwicklung der Eisenbahnen der Gegenwart. Mit zahlreichen Abb. Leipzig 1907. B. G. Teubner.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
88. Jahrg., Bd. 322, Heft 29. Berlin, 20. Juli 1907.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Beiträge zur zeichnerischen Ausmittlung von Steuerungsgetrieben.

Von **L. Baudiss** in Wien.

(Fortsetzung von S. 438 d. Bd.)

Es ist ferner von Wichtigkeit, den Einfluß der Aenderung der Lage der Kreuzkopf-(Gleit-)bahn oder der Schubrichtung der abgeleiteten Bewegung bei bestimmter Lage des Punktes c auf dem Stangendreieck abc zu untersuchen.

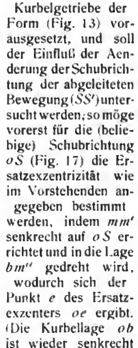
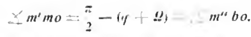


Fig. 17.

Fig. 18.

Wird wieder ein Kurbelgetriebe der Form (Fig. 13) vorausgesetzt, und soll der Einfluß der Aenderung der Schubrichtung der abgeleiteten Bewegung (SS') untersucht werden, so möge vorerst für die (beliebige) Schubrichtung oS (Fig. 17) die Ersatzexzentrizität wie im Vorstehenden angegeben bestimmt werden, indem mm' senkrecht auf oS errichtet und in die Lage bm'' gedreht wird, wodurch sich der Punkt e des Ersatzexzenters oe ergibt. (Die Kurbellage ob ist wieder senkrecht auf xx' angenommen).

Wird der Winkel xom mit Ω, der $\angle xoS$ mit φ bezeichnet, so ist



$$\angle m'mo = \frac{\pi}{2} - (\varphi + \Omega) = \angle m''bo.$$

Zieht man en senkrecht auf xx', so ist

$$\angle c_1en = \varphi,$$

daher

$$\angle bec_1 = \frac{\pi}{2} - (\varphi + \Omega) + \varphi = \frac{\pi}{2} - \Omega,$$

d. h. unabhängig von $\angle\varphi$ bezw. der Lage der Schubrichtung oS; ändert man die Lage von oS, so ändert auch bm'' und c_1e die Lage, der Schnittpunkt e bewegt sich dabei auf einem über $b\ c_1$ und e verzeichneten Kreis.

Wäre die Aufgabe gestellt, die Richtung oS so zu bestimmen, daß bei der Kurbelstellung ob das Ersatzexzenter oe mit oS einen gegebenen $\angle\chi$ einschließt, wäre folgendermaßen zu verfahren:

Da (Fig. 17) der $\angle c_1eo$ die Größe $\frac{\pi}{2} - \chi$ hat, ist über oc_1 als Sehne ein Kreis mit diesem Umfangswinkel zu verzeichnen, außerdem ein Kreis über bc_1 als Sehne mit dem Umfangswinkel $\frac{\pi}{2} - \Omega$; der Schnittpunkt beider Kreise liefert den Ersatzexzenterpunkt e, wodurch auch die Schubrichtung oS bestimmt ist.

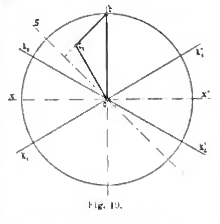


Fig. 19.

Um den Einfluß einer Aenderung der Lage der Kreuzkopfbahn auf die Größe und Lage der Ersatzexzentrizität bei unveränderlicher Schubrichtung zu untersuchen, möge für eine bestimmte Lage $k_1k'_1$ der Kreuzkopfbahn (Fig. 18) die Ersatzexzentrizität oe in der früher beschriebenen Weise ermittelt werden. Dabei wird z. B. von der Kurbellage om_1 ausgegangen, $m_1m'_1 \perp oS$ gezogen, in die Lage bm''_1 gedreht, durch den Punkt c_1 der Abbildung obc_1 des Stangendreiecks abc die Senkrechte auf oS gefällt.

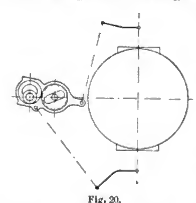
Verdreht man die Kreuzkopfbahn nach $k_2k'_2$ und ermittelt in gleicher Weise die Ersatzexzentrizität oe', so liegt e' und e auf derselben in c_1 auf oS errichteten Senkrechten, da die zur Konstruktion der Abbildung des Stangendreiecks benutzte Kurbelstellung so gewählt wurde, daß die Abbildung bei Verdrehung der Kreuzkopfbahn ungeändert bleibt. Die Gerade c_1e ist daher für den vorliegenden Fall die Scheitel- (oder Zentral-)linie der Ersatzexzentrizität.

Die durch b gehenden Geraden bm''_1 und bm''_2 (Orte von e) schließen, wie leicht einzusehen, denselben Winkel ein wie die Lagen $k_1k'_1$ und $k_2k'_2$ der Kreuzkopfbahn, die „Ortslinie" bm''_1 dreht sich demnach bei Verdrehen der Kreuzkopfbahn um denselben Winkel wie letzterer, jedoch in entgegengesetztem Sinn.

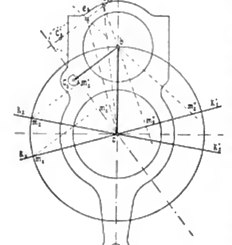
Es kann mitunter wünschenswert sein, die Verhältnisse so zu wählen, daß eine Verdrehung der Kreuzkopf-

bahn ohne Einfluß auf die Größe und Lage der Ersatzexzentrizität bleibt. Dies wird offenbar dann der Fall sein, wenn die Seite bc_1 der Abbildung des Stangendreiecks senkrecht steht auf oS (Fig. 19); die Ersatzexzentrizität fällt dann mit der Kurbel ob zusammen.

Da hierbei c_1b mit ob den $\measuredangle \varphi = Sox$ einschließt, wird der gestellten Bedingung entsprochen,[8]) wenn die Richtung der Seite bc des Stangendreiecks in die Schubrichtung oS fällt (wobei natürlich ab xx' gelegt zu denken ist).


Fig. 20.

Eine Anwendung hiervon wird z. B. bei der bekannten *Radoxanovic*-Ventilsteuerung gemacht, wenn der Antrieb des Auslaßventiles von einem am Exzenterring befindlichen Auge erfolgt (Fig. 20); wird das Mittel des letzteren auf einer durch den Exzentermittelpunkt gehenden, in die mittlere Schubrichtung der Auslaßsteuerstange fallenden Geraden gewählt (dabei die Mittellinie des Exzenterhebels in xx' liegend gedacht, Fig. 21) so kann von der Füllungsänderung bezw. Kulissenverdrehung unabhängige Dampfverteilung für den Auslaß erzielt werden.


Fig. 21.

Es kann aber auch erwünscht sein, bei einer derartigen Steuerung gleichzeitig mit der Aenderung des Füllungsgrades eine bestimmte Aenderung der Auslaßverhältnisse herbeizuführen; dies ist manchmal bei den Steuerungen der Hochdruckzylinder der Verbundmaschinen der Fall, wenn bei kleinen Füllungsgraden größere, bei großen Füllungsgraden kleinere Kompression eingestellt werden soll.

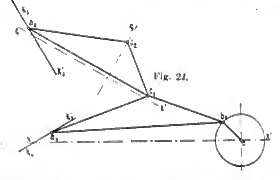
Sind die für die Anforderungen der Einlaßsteuerung auszumittelnden Kulissenlagen gegeben (z. B. $k_1k'_1$ für die größte, $k_2k'_2$ für die kleinste Füllung) (Fig. 21), so sind die Ortsgeraden bm''_1 und bm''_2 der Ersatzexzenterpunkt e für den Auslaß nach Früherem zu ermitteln und die Ersatzexzentrizitäten in der gewünschten Lage in oe_1 und oe_2 einzutragen, wobei natürlich die Gerade e_1e_2 senkrecht auf oS stehen muß.

In der Abbildung des Exzenterhebels ist dann das Auge für die Auslaßsteuerung auf e_1e_2 liegend anzunehmen.

Es ist jedoch zu beachten, daß bei dieser Konstruktion das Ersatzexzenter vorausgesetzt wurde, daß die in der Richtung xx' um die Strecke ab verschobenen Kreuzkopfbahnen (bezw. Kulissenmittellinien) durch den Mittelpunkt o des Kurbelkreises gehen; trifft diese Voraussetzung nicht zu, so hat eine Verdrehung der Kreuzkopfbahn (Kulisse) nicht nur eine Aenderung der Gestalt der Bahnellipse, sondern auch eine Verschiebung des Mittelpunktes derselben bezw. des Ersatzexzenterkreises zur Folge, was später noch untersucht werden soll.

Vorerst möge noch die Anwendung des beschriebenen Verfahrens zur Bestimmung der Ersatzexzentrizität auf eine Getriebekette gezeigt werden.

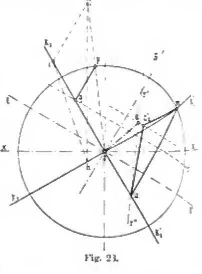
Besteht z. B. der Steuerungsmechanismus aus zwei Getrieben (Fig. 22), welche so angeordnet sind, daß die Schubstange (bezw. das Stangendreieck) $a_1b_1c_1$ des ersten


Fig. 22.

(Schubkurbel-) Getriebes an die Antriebskurbel, dagegen die Schubstange $a_2c_1c_2$ des zweiten Getriebes in c_1 an die Schubstange des ersten Getriebes angeschlossen ist, und wird die Bewegung des Steuerorganes von c_2 in der Richtung c_2S abgeleitet, so unterscheidet sich das zweite Getriebe vom bereits behandelten Schubkurbelgetriebe dadurch, daß die Bahn des angetriebenen Punktes c_1 der Schubstange kein Kreis, sondern eine Ellipse ist.

Da hierbei, wie aus dem früheren ohne weiteres folgt, die Bahn von c_2 der Bahn von c_1 affin ist, muß erstere Bahn gleichfalls eine Ellipse sein. Die Ersatzexzentrizität für die Bahn von c_2 läßt sich, wie leicht einzusehen, finden, wenn zwei Ellipsenpunkte, welche nicht auf demselben Durchmesser liegen, sowie die zugehörigen Stellungen der Antriebkurbel (des ersten Getriebes) bekannt sind.

Die Konstruktion kann nunmehr in folgender Weise durchgeführt werden: Es wird (Fig. 23) der Kurbelkreis verzeichnet, die mittleren Schubrichtungen (xx' und $\xi\xi'$) der Schubstangen (a_1b_1 und a_2c_1) und die Kreuzkopfbahnen ($k_1k'_1$ und $k_2k'_2$) für beide Getriebe, sowie die Richtung oS der Ableitung der Bewegung eingetragen.


Fig. 23.

Die beiden Kreuzkopfbahnen $k_1k'_1$ und $k_2k'_2$ stellen die Affinitätsachsen für die Beziehungen zwischen dem Kurbelkreis und der Bahnellipse von c_1 sowie zwischen dieser und der Bahn von c_2 vor.

Auf der ersten Affinitätsachse $k_1k'_1$ liegen die Schnittpunkte des Kurbelkreises mit der Bahn von c_1, auf der zweiten Affinitätsachse $k_2k'_2$ die Schnittpunkte der beiden Bahnellipsen von c_1 und c_2.

Bestimmt man daher die auf $k_2k'_2$ fallenden Punkte der Ellipse c_1, so sind diese Punkte auch zur Bahn von c_2 gehörig.

Um nun diese Punkte (bezw. einen derselben) zu finden, ist es nur erforderlich, jenen Durchmesser des Kurbelkreises zu ermitteln, welchem $k_2k'_2$ bezüglich der Achse $k_1k'_1$ affin zugeordnet ist.

[8]) s. *Leist*, a. a. O.

Wählt man auf $k_2k'_2$ einen beliebigen Punkt i und verzeichnet das Dreieck ihl ähnlich $\triangle c_1a_1b_1$ so zwar, daß lh senkrecht auf xx' und h auf $k_1k'_1$ liegt, so bestimmt ol jenen Durchmesser des Kurbelkreises, welchem $k_2k'_2$ affin ist. Zieht man durch den Schnittpunkt p von ol mit dem Kurbelkreis den Affinitätsstrahl $pq \parallel li$, so ist der Schnittpunkt q desselben mit $k_2k'_2$ ein beiden Ellipsen gemeinsamer Punkt.

Wird ferner durch q eine Senkrechte qr auf oS errichtet, so ist diese der Ort des Ersatzexzenterpunktes e und zwar für die Stellung op der Antriebskurbel.

Dreht man nun die Kurbel aus op samt der Ortslinie qr in eine andere beliebige Lage und bestimmt für diese Kurbellage zunächst den zugehörigen Punkt der Bahn von c_1 mittels eines a_1bc_1 ähnlichen Affinitätsdreiecks, ferner den zugehörigen Punkt der Bahn von c_2 durch Verzeichnen eines dem Dreieck $a_2c_1c_2$ ähnlichen Affinitätsdreiecks, so ist der Ersatzexzenter nach Früherem leicht zu bestimmen.

Die Konstruktion läßt sich aber vereinfachen, wenn als zweite Kurbellage jene gewählt wird, welche mit der Kreuzkopfbahn $k_1k'_1$ (der ersten Affinitätsachse) zusammenfällt, da hierbei das erste der beiden zu verzeichnenden Affinitätsdreiecke verschwindet.

Wird also die Kurbel aus op nach om gedreht, wobei die Ortslinie qr nach $r'r''$ kommt, so ist m der dieser Kurbelstellung zugehörige Punkt der Bahn von c_1.

Verzeichnet man das Dreieck muc'_2 ähnlich dem Dreieck $c_1a_2c_2$ (wobei $mu \perp \xi\xi'$), so ist c'_2 der zur Kurbelstellung om gehörige Punkt der Bahn von c_2; die in c'_2 auf oS errichtete Senkrechte ergibt im Schnitt mit $r'r''$ den Punkt e der Ersatzexzentrizität oe, und zwar in der der Kurbelstellung om entsprechenden Lage.

(Schluß folgt.)

Stromverbrauch der Portalkrane.

Von **H. Koll**, Karlsruhe.

(Schluß von S. 436 d. Bd.)

VI. *Beschreibung des Kranes.*

Die Fig. 1 gibt eine Gesamtansicht des Kranes in verschiedenen Darstellungen. Das Halbportal überspannt zwei Eisenbahngleise und die Rampe eines Speichers. Das halbe Portal stützt sich an der einen Seite auf eine auf die Kaikante verlegte Schiene und an der anderen Seite auf eine an der Speichermauer befestigte Laufbahn. Das Hub- und Schwenkwindwerk ist in den Fig. 2 und 3 besonders dargestellt. Die Motorwelle ist verlängert und trägt auf ihrem äußersten Ende das Antriebsritzel und in Verbindung hiermit eine Keilbackenbremse a. Zum Antrieb der Trommelwelle ist nur ein Vorgelege vorhanden. Auf der Vorgelegewelle ist eine Reibungsklinkenbremse b vorgesehen, die derart wirkt, daß beim Heben der Last die Klinken eine Umdrehung der Vorgelegewelle c zulassen, wobei die Bremsscheibe von b in Ruhe bleibt und durch das geschlossene Bremsband am Umlaufen verhindert wird. Soll die Last gesenkt werden, so wird das Bremsband von b durch Hebel d und Gestänge e gelüftet. Gleichzeitig wird durch denselben Hebel auch die Keilbackenbremse a geöffnet. Auf der Trommelwelle f sind zwei Trommeln g und h in bekannter Weise so angeordnet, daß g mit dem Antriebszahnrad i und h mit der Haltebremse k verbunden sind, um entweder mit dem Kran als Lastenkran für Stückgüter, oder als Greiferkran mit einem Zweikettengreifer für Getreide, Kohlen usw. arbeiten zu können.

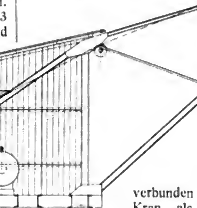
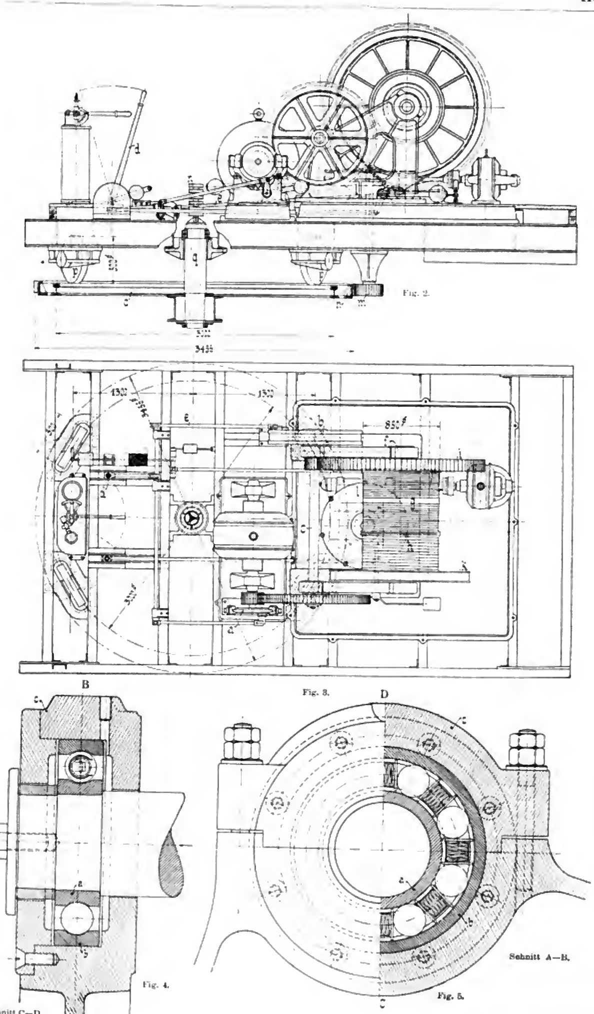


Fig. 1.

Das Windwerk und die Motoren sind auf einer gemeinschaftlichen schweren gußeisernen Grundplatte aufgebaut. Das Schwenkwerk wird durch das wagerechte Schneckengetriebe l in Verbindung mit Zahnrädern m und n angetrieben. Zahnkranz n und Laufring o sind sicher mit dem Portal des Kranes verbunden. Es wälzt sich somit Zahnritzel m bei seiner Umdrehung auf dem Umfang von n ab. Vier Laufräder p stützen das Drehgestell auf den Laufring o. Das ganze dreht um den Königszapfen q, der ebenfalls mit dem Portal des Kranes umwandelbar verbunden ist. Der Königszapfen q ist durchbohrt, um die Stromzuleitungsdrähte nach den Schleifringen r durchzuführen; letztere sind auf q befestigt. Die Fig. 4 und 5 zeigen die Kugellagerkonstruktion, wie sie bei dem Kran zur Ausführung gelangt ist.


Fig. 2.
Fig. 3.
B
D
Schnitt C—D.
A
Fig. 4.
Schnitt A—B.
Fig. 5.

Ring a wird auf die Achse gepreßt, während Ring b durch den Lagerdeckel c in seiner Lage gehalten wird. Die Arbeitsweise ist aus der Zeichnung deutlich ersichtlich. Hubwindenlager und Motoren werden mit diesen Kugellagern versehen und zwar ist dies eine Spezialkonstruktion der *Gesellschaft für elektrische Industrie* in Karlsruhe, welche gute Erfolge hiermit erzielt hat, in Sonderheit mit den Motoren, die in folgedessen einen hohen Nutzeffekt haben.

VII. *Stabilität des Kranes.*

Für den Drehzapfen ist es ein Hauptefordernis, daß derselbe weder auf Zug noch auf Biegung beansprucht wird. Aus diesem Grunde ist es notwendig, daß der Schwerpunkt des drehenden Teils innerhalb des Rollkranzes liegt und zwar so weit nach innen, daß er innerhalb der Landseite von dem großen Laufrad des senkrechten Portalfußes sich befindet. Es ist dieses auch der Fall, wie die nachfolgende Rechnung zeigt. Die zwei ungünstigsten Beanspruchungen wären zu untersuchen:

1. Wenn der Kran mit der Höchstlast belastet ist und
2. wenn er unbelastet ist.

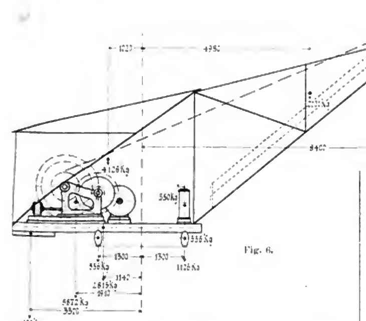


Fig. 6.

In Fig. 6 sind die Schwerpunkte und Belastungen der einzelnen Konstruktionsteile des drehenden Oberteils für beide Fälle eingetragen. Nachfolgende Tab. 2 gibt die Einzelgewichte der drehbaren Teile an:

Tabelle 2.

	kg
Seil, Kugel, Haken usw.	300
Ausleger	2000
Kontroller mit Widerstand	550
Vier Drehrollen mit Achsen und Lager	1112
Kompl. Führerhaus	4126
Drehgestell	2815
Winde mit Motoren usw.	8872
Gegengewichte	4650
Summa:	24425

1. *Der belastete Kran.*

In Tab. 3 sind die Momente zusammengestellt unter Zugrundelegung der dem Ausleger zunächst befindlichen Drehrollen als Kippkante.

Tabelle 3.

		cm/kg
Linksdrehende Momente:		
Gegengewicht	4650 . 460	= 2 139 000
Haus	4126 . 232	= 957 232
Hintere Drehrollen	556 . 260	= 144 560
Gestell	2815 . 244	= 686 860
Winde	8872 . 321	= 2 847 912
	Summa:	6 775 564
Rechtsdrehende Momente:		
Lasthaken usw.	4300 . 710	= 3 053 000
Ausleger	2000 . 368	= 736 000
	Summa:	3 789 000

Hiernach hat man am Auslegerkopf eine Sicherheit von

$$\frac{6\,775\,564 - 3\,789\,000}{710} = \frac{2\,986\,564}{710} = 4208 \text{ kg}$$

und einen Raddruck von

$$\frac{2\,986\,564}{260} = 11\,468{,}8 \text{ kg}.$$

Ferner ergibt sich der Schwerpunktsabstand von der Kippkante zu

$$\frac{2\,986\,564}{28425} = 105{,}06 \text{ cm}.$$

Bei 6000 kg Last, mit welcher der Kran probiert wurde, ist der Schwerpunkt von der vorderen Kippkante noch entfernt um

$$\frac{6\,775\,564 - 5\,209\,000}{30\,425} = \frac{1\,566\,564}{30\,425} = 51{,}48 \text{ cm}.$$

Die Sicherheit am Auslagerkopf beträgt in diesem Falle

$$\frac{1\,566\,564}{710} = 2208 \text{ kg}.$$

2. *Der unbelastete Kran.*

In Tab. 4 sind die Momente zusammengestellt unter Zugrundelegung der dem Gegengewicht zunächst befindlichen Drehrollen als Kippkante:

Tabelle 4.

		cm/kg
Linksdrehende Momente:		
Winde	8872 . 61	= 543 192
Gegengewicht	4650 . 200	= 930 000
	Summa:	1 473 192
Rechtsdrehende Momente:		
Haken- und Kugelgewicht	300 . 970	= 291 000
Ausleger	2000 . 628	= 1 256 000
Rollenlager und Kontroller	1106 . 260	= 287 560
Haus	4126 . 28	= 115 528
Gestell	2815 . 16	= 45 040
	Summa:	1 995 128

Die Sicherheit am Gegengewicht beträgt somit

$$\frac{1\,995\,128 - 1\,473\,192}{200} = \frac{521\,936}{200} = 2609{,}68 \text{ kg}.$$

Abstand des Schwerpunktes von der Kippkante

$$\frac{521936}{24425} = 21{,}4 \text{ cm}.$$

Es ist somit nach beiden Seiten genügend Sicherheit vorhanden und zwar annähernd genau, wenn man den Zustand des leeren Kranes mit dem mit der Probelast von 6000 kg beanspruchten Kran vergleicht.

Die heutige Ziegelindustrie.

Von **Gustav Benfey**, Lauban.

(Fortsetzung von S. 442 d. Bd.)

Mit dem weiteren Kapitel der Formgebung kommen wir zu einer der interessantesten Erscheinungen der gesamten Maschinenindustrie. Nebeneinander sehen wir fast in gleich berechtigter Würdigung den Handstrich, die primitivste Ziegelherstellung, wie sie sich fast ohne Aenderung durch Jahrtausende überliefert hat, daneben die hochentwickelte amerikanische Ziegelpresse mit ihrer fast vollständig selbsttätigen Herstellung von $^1/_4$ Million Ziegel täglich. Dort sehen wir eine Gruppe Arbeiter, die zusammen schaffend jede einzelne Manipulation der Herstellung der Ziegel mit der Hand ausführen und in mühevoller Tätigkeit sich damit begnügen, 1000—2000 Handstrichziegel am Streichtisch fertig zu stellen. Die amerikanische Ziegelpresse mit ihrer riesigen Leistungsfähigkeit kann sich wieder auf deutschem Boden aus gewissen Gründen nicht einführen. Hier herrscht neben dem erwähnten Handstrich eine Strangpresse, die, wie wir weiter sehen werden, nicht direkt zum Pressen führt, sondern erst auf dem Umwege des Auseinanderreißens der Tonteile und späteren mühsamen Zusammenbringens. Diese großen Widersprüche in der Formgebung entstammen zunächst den großen Unterschieden in den Tonen selbst, wie sie schon früher geschildert sind, ihren Lagerstätten mit den wechselnden Mächtigkeiten und endlich dem Absatzgebiete ihrer Erzeugnisse.

Um dies näher zu erklären, wollen wir zunächst nur von den gewöhnlichen Mauerziegeln sprechen, da sie doch die führende Rolle in der Tonindustrie in Beziehung auf Massenverbrauch einnehmen. Die großen Städte sind hier die Hauptabnehmer, viel Fracht vertragen die Ziegel nicht, da sie bei einem Durchschnittsgewichte von 3500 kg das Tausend schon durch geringe Transporte so wesentlich verteuert werden, daß sie mit den Erzeugnissen der nächsten Umgebung des Absatzgebietes, selbst wenn diese durch örtliche Umstände teurer in der Herstellung sein sollten, schwer in Wettbewerb treten können. Man wird also, wenn nicht besonders günstige Verhältnisse in der Nachbarschaft größerer Städte vorliegen, gezwungen sein, eher die geringwertigen, naheliegenden Tone, als die entfernter liegenden besseren Tone, zur Ziegelherstellung zu verwenden. Unsere großen Städte liegen nun meist in Niederungen großer Flüsse auf Land und von Land umgeben, das ursprünglich Flußgebiet war, wo die allmählich zurückgetretenen oder künstlich eingedämmten Gewässer große Flächen recht verunreinigten Tones von geringer Mächtigkeit abgelagert haben. Das sind die gebotenen Stellen für die Ziegelerzeugung, die höchstens in Konkurrenz mit ebenfalls am gleichen Flusse gelagerten Tonfeldern treten, von denen aus in geringer Wasserfracht billiger hergestellte Ziegel nach der Großstadt verschifft werden können. Die geringe Mächtigkeit dieser Tonlagerstätten, die bald ausgeziegelt sind, verbieten die Anlagen großer ständiger Werke, und so zieht man dort die Handstrichziegelei vor, die, wenn auch teurer in der Herstellung der Ziegel, doch rasch beweglich ist und nach kurzer Zeit und mit wenig Unkosten das ausgebeutete Terrain wieder verlassen und der Grundstückspekulation fast ohne jede Wertverringerung übergeben kann. Eine ständige kostspielige Anlage für Herstellung gewöhnlicher Mauerziegel ist ferner auch dadurch der Handstrichziegelei gegenüber im Nachteil, daß der Hauptabsatz jener Ware sich nicht über das ganze Jahr gleichmäßig erstreckt, sondern sich auf die Zeit zusammendrängt, in der nur im Freien gemauert werden kann, wenn auch bei ersterer Anlage wieder das günstig ist, daß sie aus gegen Witterung geschützten Räumen schon dann Ziegel liefern kann, wenn der Verbrauch beginnt. Die von allen Witterungseinflüssen abhängige Handstrichziegelei kann erst dann die sich über Monate hinstreckende Herstellung beginnen. Dagegen hat die Handstrichziegelei wieder den Vorteil, daß ihre Erzeugnisse von den Verbrauchern fast überall den mit der Maschine hergestellten Ziegeln vorgezogen werden, aus dem für das Ziegeleigewerbe und ihren Maschinenlieferanten beschämenden Grunde, weil der Maschinenziegel heute noch nicht den Ansprüchen genügt, die der Verbraucher an ihn stellt, an ihn stellen darf. Die heutige Strangpresse, das Hauptwerkzeug einer zeitgemäßen Ziegelei, auf die ich noch eingehend zu sprechen komme, stellt einen glatten Ziegel her, während er, der dazu bestimmt ist in Mörtel eingebettet zu werden, sich mit ihm zur äußersten Standfestigkeit zu verbinden, rauh sein müßte, damit er möglichst große Flächen zur Verbindung darbietet. Ferner verlangt der Verbraucher, daß der Mauerziegel sich mit dem Hammer leicht zu der Form behauen läßt, die von ihm im Mauerwerk in besonders häufigen Fällen verlangt wird. Der durch Handstrich hergestellte Ziegel, ob schwach oder scharf gebrannt, entspricht diesem Verlangen, während der durch die Strangpresse erzeugte fast stets Struktur zeigt und sich meist beim kräftigen Schlage des Mauerhammers nicht der Absicht entsprechend teilt, denn die Strangpresse bietet nicht genügend Raum, nicht genügend Energie, um eine vollkommene strukturfreie Dichtung der aus ihr gepreßten Tonteilchen hervorzubringen. Außerdem empfängt sie heute in den meisten Fällen einen vollständig homogenisierten Ton, weshalb das durch die Schnecke in der Presse bewirkte nochmalige Auseinanderreißen erspart werden könnte. Ich komme später noch ausführlich darauf zurück.

Zunächst müssen wir von dem Gedanken ausgehen, daß der im Handstrich erzeugte Ziegel alle die Eigenschaften besitzt, die der Verbraucher an seine äußere Form, seine innere Struktur bezw. Strukturlosigkeit stellen kann und muß, daß diese Handtätigkeit bis jetzt noch von keiner Maschine ganz erreicht ist und müssen deshalb diese Tätigkeit genauer beschreiben. Der Ziegelstreicher empfängt den aufgeschlossenen und im richtigen Verhältnis gemagerten Ton auf seinen Streichtisch. Sein Werkzeug ist eine einfache oder doppelte hölzerne oder eiserne Form (Fig. 13), die dem gewöhnlichen Ziegelmaß, einschließlich der beim Trocknen und Brennen entstehenden also beim Formmaß zuzuschlagenden Schwindung, entspricht. Der Ziegelschlag ge-

Fig. 13. Handstrichformen.

schieht im Sand- oder Wasserstrich. Bei ersterem wird der einzuschlagende Tonballen vorher über feinen Sand gerollt, auch die Form in Sand getaucht, bei letzterem wird Tonballen wie Form mit Wasser benetzt. Erstere Ziegel widerstehen beim Trocknen im Freien den Witterungseinflüssen besser, während letztere meist unter Dach getrocknet werden und glatter aussehen. Sollen die Ziegel zur genaueren Formung später durch die Nachpresse gehen, so ist Wasserstrich anzuwenden. Das weitere Werkzeug ist das Abstreichholz, ein flaches Brett mit genau geraden Kanten, das dazu bestimmt ist, den überschüssigen Ton an der Oberkante der Form abzustreichen.

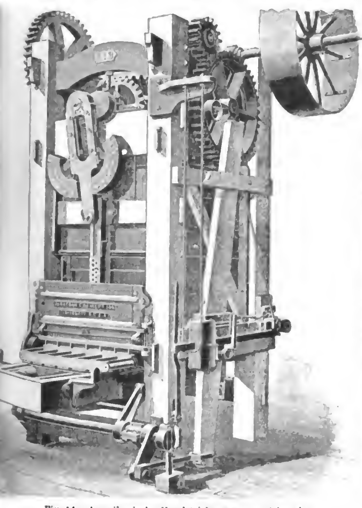


Fig. 14. Amerikanische Handstrichpresse von Schoepke.

Der Handstrich selbst ist äusserst einfach, wenn er auch mit geschickter, eingeübter Hand ausgeführt werden muß. Der Ziegelstreicher bricht aus dem verbreiteten vor ihm auf den Streichtisch liegenden Tonhaufen so viel ab, als für ein bezw. zwei Ziegel ungefähr erforderlich ist, rollt dies zu einen Ballen und wirft ihn dann mit Kraft in die auf dem Streichtisch ruhende Form, so daß alle Teile derselben gleichmäßig ausgefüllt sind, eventl. hilft er durch den Druck der Hand oder durch Aufschlagen der gefüllten Form auf den mit einer Eisenplatte beschlagenen Tisch nach. Der überflüssige Ton wird mit dem Streichbrette entfernt, die Form umgeschlagen und der dabei ausgleitende Formling entweder direkt auf den Streichplatz oder auf ein Brettchen zum Trocknen gelegt. Ein großer Vorzug dieses Verfahrens ist, daß Unreinigkeiten des Tones, besonders Kalk- und Gesteinstrümmer dabei leicht ersichtlich sind oder mit den Händen gefühlt werden, so daß man sie leicht entfernen kann, während die Maschine sie ohne weiteres verarbeiten würde zur späteren Schädigung des Formlings.

Diejenigen Maschinen, die der geschilderten Handhabung am ehesten entsprechen, sind die neuerdings von Amerika aus eingeführten Handstrichmaschinen (Fig. 14), die jedoch in ihrer Grundform den längst in Holland und der Provinz Brandenburg bekannten Vorbereitungs- und Streichmaschinen entsprechen. Die Handstrichmaschine zeigt die Verbindung eines Tonschneiders mit einer Streichmaschine. Sie zeigte einen etwa $3^1/_2$ m hoher Kasten, etwa 1,85 m lang und breit. Durch die Mitte geht aufrechtstehend eine starke Welle, an welche wagerecht Messer angebracht sind. Die Einführung des Materials geschieht von hinten, es wird durch die Stellung der Messer nach unten gedrückt, wo sich eine Holzform befindet mit vier bis sechs Abteilungen, je in Größe des Formlings einschließlich Schwindung, in welche das Material durch einen Stempel fest hineingepreßt wird. Ist das geschehen, so wird vermittels eines Hebels ein neuer Formkasten unter die Masse und den Stempel geschoben, wobei gleichzeitig die gefüllte Form herausgedrängt wird, bei diesem Herausdrängen wird der überflüssige Ton von einer Spannrolle abgestrichen. Die gefüllte Form wird dann von einem Arbeiter ergriffen, der durch Umkippen die Formlinge, wie beim Handstrich, herausgleiten läßt. Derartige Pressen eignen sich, ebenso wie der Handstrich selbst, nur für sehr leicht aufschließbare Tone, vorläufig sind sie nur sehr vereinzelt in Deutschland eingeführt.

Die Versuche, den Handstrich wie er bis zur Mitte des vorigen Jahrhunderts fast ausschließlich zur Ziegelherstellung geübt wurde, durch Maschinenpressung zu ersetzen, reichen bis zu Anfang des 17. Jahrhunderts zurück, wie alte englische Patentschriften, das einzige was von jenen Versuchen übrig geblieben ist, überliefern. Jene Versuche bewegen sich nicht in gleicher langsam entwickelnder Richtung, sondern ohne wesentlichen Erfolg nach verschiedenen Seiten, bis endlich *Carl Schlickeysen* in Rixdorf bei Berlin Ende der fünfziger Jahre des vorigen Jahrhunderts durch Einführung der Schraube für plastische Körper in den Preßrumpf eine bestimmte Richtung anbahnte, die bis heute für die am weitesten verbreitete Presse, die Strangpresse, eingehalten ist. Sie war die erste wirklich nutzbare Maschine für die Ziegelherstellung.

Heute haben wir eine ganze Reihe verschiedener Pressensysteme, die im allgemeinen in Stempel- und Strangpressen eingeteilt werden können. Zu den ersteren, bei denen mit Ton gefüllte Formen durch niedergehende Stempel den Formlingen die richtige Form und Dichte geben, gehören die bereits besprochene Handstrichpresse, die Halbtrocken- und Trockenpressen, ferner die Nachpressen und diejenigen Pressen, welche einem vorgeformten

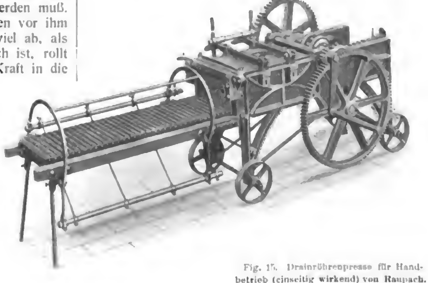


Fig. 15. Drainröhrenpresse für Handbetrieb (einseitig wirkend) von Raupach.

Tonblatt die richtige Größe und Form geben, wie die Falzziegel- und ähnliche Pressen.

Die Strangpressen, bei denen die Maschinenkraft einen fortlaufenden Tonstrang auspreßt, welcher nachträglich in einzelne Teile zerlegt wird, teilen wir wieder ein in solche, bei denen der Strang ununterbrochen austritt und in solche, dei denen dies nicht der Fall ist. Zu letzteren gehören die Kolbenpressen, zu ersteren die Schnecken- und Walzenbressen.

Unter Kolbenpressen verstehen wir eine Strangpresse, bei der an einem oben mit einem Deckel versehenen Kasten zur Aufnahme des Tones, die vordere Wand durch ein mit Schrauben befestigtes Mundstück, die hintere durch eine naus einer starken Platte bestehenden Preßkolben gebildet wird. Der Preßkolben ist mit einer Zahnstange verbunden, die durch ein Getriebe nach dem Mundstücke zu bewegt wird, und dadurch den Ton herauspreßt. Ist auf diese Weise der Kasten geleert, so wird durch entgegengesetzte Drehung der Kolben zurückgzogen und der Kasten wieder mit Ton gefüllt. Wir finden diese Presse (Fig. 15), die mit der Hand in Bewegung gesetzt wird, meist zur Herstellung von dünnwandiger Ware, wie Drainrohre usw. auf kleineren Betrieben verwendet. Nach letzterer Ware heißt sie auch meist Drainrohrpresse. Zur Erhöhung ihrer Leistungsfähigkeit baut man sie auch doppeltwirkend, derart, daß zwei Kasten nebeneinander liegen, und daß derselbe Antrieb, der das Vorwärtsbewegen des einen Kolbens veranlaßt, auch die Rückwärtsbewegung des zweiten Kolbens bewirkt und umgekehrt. Trotzdem zeigen diese Pressen nur eine geringe Leistungsfähigkeit gegenüber den Strangpressen mit ununterbrochenem Betriebe.

Diese Pressen entwickelten sich zunächst aus dem früher beschriebenen Tonschneider, bei dem unten an der Austrittsöffnung ein Mundstück befestigt wurde. Die Messer waren in diesem Tonschneider so gestellt, daß sie die oben eingeführte Masse zerschnitten, zusammendrückten und ununterbrochen nach unten preßten. Es ist, wie schon erwähnt, das Verdienst von *Carl Schlickeysen*, die Messer und besonders das untere so gestellt zu haben, daß sie ununterbrochen arbeiten und einen möglichst strukturfreien Strang bilden. Seine Messerstellung entspricht den Segmenten einer archimedischen Schnecke (Fig. 16)[1], die $^1/_3$ Kreisfläche bedeckten und in fortlaufender Schraubenlinie befestigt waren, aber so, daß jedes Segment um etwa $^1/_6$ des ganzen Kreisdurchmessers vom nächsten darüberstehenden abstand und eben so viel darunter griff. Auf der Außenkante des obersten Segments befand sich ein aufrechtstehender Schaber, unter dem untersten, um dessen Radius von demselben entfernt, eine volle Scheibe, zwischen dem untersten Messer und der drehbaren Scheibe befand sich eine Ausflußöffnung, durch welche der Strang ausgepreßt wurde. Diese Presse erfüllte damit die zur Ziegelherstellung gegebenen Aufgaben des Mischens, des Formens und des Pressens. Sie fand unter dem Namen „Universalziegelmaschine", auch „Schneckenpresse" bald rasche Einführung und bildet, wie erwähnt, auch heute noch die Grundlage aller ununterbrochen laufenden Strangpressen. Inzwischen hat sie allerdings wesentliche Umgestaltungen durchgemacht, und brachte sie auch manche Enttäuschungen. Sie genügte und genügt auch heute noch für leicht aufschließbare Tone, die weich verarbeitet werden, für schwerere, zähe Tone, bei steifer Verarbeitung muß das Material schon sehr gut vorbereitet sein, um möglichst strukturfrei verpreßt werden zu können. Da man nun immer höhere Ansprüche hierbei an die Formlinge stellte, so wurde die Vorbereitung der den Pressen zugeführte Materialien immer

Fig. 16. Schneckenpresse von Schlickeysen.

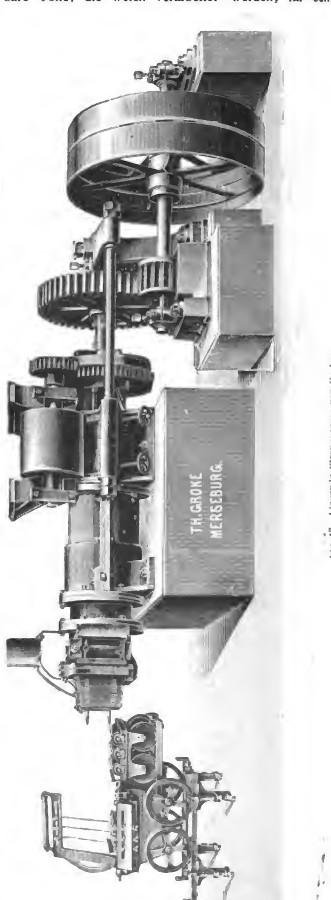


Fig. 17. Liegende Strangpresse von Groke.

[1] Nach *Dümmler*, Handbuch der Ziegelfabrikation, 1900, S. 190, Verlag *W. Knapp*, Halle a. S.

ausgedehnter. Hatte schon *Schlickeysen* selbst zunächst mit der Aufmontierung eines Walzwerkes begonnen, so sehen wir bald mehrere Walzwerke verschiedener Gattung übereinander, ein weiterer Tonschneider wird eingeschaltet, neuerdings sorgt der Naßkollergang für die möglichst innige Vorbereitung der Massen, und immer mehr sinkt die Ziegelpresse, die bestimmt und konstruiert war, alle Arbeit allein zu verrichten, lediglich zur formgebenden Maschine herab. So weit, daß heute die Frage ernstlich erwogen werden muß, ob es nicht Kraftverschwendung, Kraftleistung an unrechter Stelle ist, wenn sie auch heute noch, vor der Formgebung, die schon völlig homogene Masse nochmals aufreißt und so aufreißend, zerdrückend und zerreibend vorwärts treibt, erst im ganz kurzen Raume des Preßkopfes und des Mundstückes ihre wichtigste Tätigkeit die pressende Vereinigung der Massen ausführt. Die erste Entwicklung der Pressen war die Einführung der liegenden Stellung, da der Antrieb dabei ein einfacherer wurde und das bis dahin untere Lager leichter zugängig wurde, auch wurde dies untere Lager durch Sand und sonstigen scharf reibenden Unreinigkeiten, die im Massenbetriebe leicht herantreten, schwer belästigt, leicht außer Betrieb gebracht. Bei der liegenden Presse wirkten aber die schneckenförmig angeordneten Messer wesentlich anders, als in der stehenden Presse. In letzterer arbeiteten sie nach unten, der heruntergedrückten Masse wurde dann von unten durch den rotierenden Boden entgegengewirkt und infolgedessen trat der Strang nahezu strukturfrei unten heraus. Bei der liegenden Presse mußte die vordere Lagerung der Triebwelle bald beseitigt werden, da das Lager inmitten der sich drehenden Tonmasse zu liegen kam, nicht gewartet werden konnte und sich sehr rasch abnutzte. Außerdem setzte es der gleichmäßigen Entwicklung des Stranges wesentlichen Widerstand entgegen und verursachte in ihm einen ∾ Riß, der die einzelnen Formlinge häufig unverwendbar machte. Die Entfernung dieses Lagers zwang aber die Triebwelle weit nach hinten zu verlängern, um ein Gegengewicht gegen die vorderen, mit den Messern besetzten Teil der Presse zu erhalten, dadurch wurde die eigentliche Presse erheblich länger. Aber die Entfernung jenes Halslagers genügte nicht, um die Struktur ganz zu beseitigen, die beim raschen Trocknen der Formlinge fast stets sich wieder bemerklich machte. Ehe wir zu den Versuchen übergehen, die gemacht wurden, diesem Uebelstande endgültig abzuhelfen, will ich kurz die Anordnung der heute meist üblichen Presse beschreiben.

Die liegende Strangpresse (Fig. 17) mit ununterbrochenem Betriebe, auch Schneckenpresse genannt, besteht heute aus dem Getriebe, das gewöhnlich an ihrem hinteren Teile liegt, dann dem Preßrumpf mit der Einwurfsöffnung, über welcher meist die Speisewalze angebracht ist, einer Walze, die entgegengesetzt der Messerwelle arbeitet und dazu bestimmt ist, den meist mechanisch zugeführten Ton aufzufangen und ihn allmählich den Messern zur weiteren Verarbeitung zuzuführen, wodurch eine Verstopfung bei zu stark aufgeworfener Tonmenge vermieden wird. Es kommt dann die schon beschriebene Messerwelle im Rumpf der Presse und der Preßkopf. Letzterer ist meist konisch gestaltet, bildet den Uebergang zur Austrittsöffnung und ist dazu bestimmt, das durch die bei ihm endigenden Messer auseinandergeschnittene und vorgedrückte Material wieder zusammen zu bringen, und es dem ebenfalls im Innern konisch gestalteten Mundstücke, unter möglichster Aufhebung der schraubenförmigen Tätigkeit der Messerwelle, zu überliefern. Das Mundstück vor der Austrittsöffnung des Preßkopfes gibt dem Tonstrang die äußere Form des Ziegels, während der davor gestellte Abschneidetisch den Strang auf das erforderliche Stärkemaß zerschneidet.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber Preßluft-Ausrüstungen.

Von Ingenieur **H. Grimmer**.

Trotzdem in den letzten Jahren die zum Preßluftbetriebe erforderlichen Maschinen und Werkzeuge ganz hervorragende Verbesserungen erfahren haben, begegnet man in vielen damit ausgerüsteten Betrieben Klagen über die Unwirtschaftlichkeit der Anlagen, über viele Reparaturen und großen Verschleiß der Maschinen und Werkzeuge, sowie der Zubehörteile.

In den meisten dieser Fälle sind die Klagen unberechtigt und nur auf die unsachgemäße Behandlung der allerdings verhältnismäßig teuren Maschinen und Werkzeuge, sowie auf die Unzweckmäßigkeit, schlechte Anlage oder gar das vollständige Fehlen zugehöriger Ausrüstungsteile zurückzuführen.

So findet man viele, hauptsächlich kleinere Preßluftanlagen, deren Besitzer aus sehr falsch angebrachter Sparsamkeit vor der Beschaffung eines Luftfilters zurückschrecken. Sie bedenken dabei nicht, daß der Kompressor mit der Luft auch eine Unmenge Staub und sonstige Verunreinigungen ansaugt, wodurch sowohl am Kompressor wie an den mit der Preßluft betriebenen Maschinen und Werkzeugen schwere Schädigungen hervorgerufen werden können.

Hierbei kann der Fall eintreten, daß die Ventile, Schieber usw. durch den Staub in Verbindung mit dem zugeführten Schmieröl sich festsetzen und nicht nur versagen, sondern bei steigendem Druck sogar zerstört werden.

An diesem letzteren Uebelstand ist manchmal auch das Schmieröl allein schuld. Man sollte daher für die Ventile, Schieber und Kolben des Kompressors nur das allerbeste Oel verwenden.

Selbstverständlich wächst mit der Menge der mitgeführten Verunreinigungen auch die Abnutzung der beweglichen Teile.

Ferner entstehen Reibungsverluste, welche in Verbindung mit den durch die Undichtigkeiten entstehenden Verlusten an Preßluft die Nutzleistung des Kompressors und damit der ganzen Anlage herabsetzen und dessen

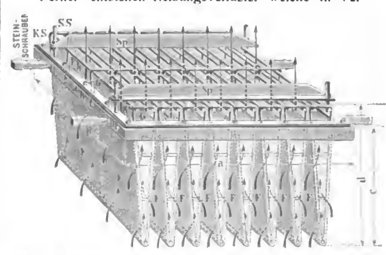


Fig. 1. Einbau zum Kompressorenfilter von K. u. Th. Möller G. m. b. H.

Lebensdauer ganz erheblich kürzen, während die Betriebskosten steigen.

Um diesen Uebelständen vorzubeugen, ist es für einen

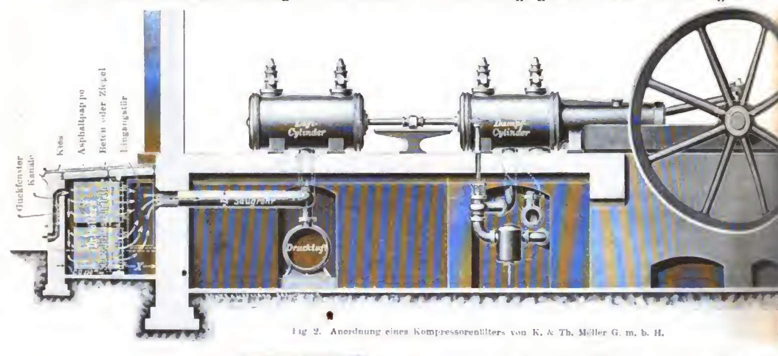


Fig. 2. Anordnung eines Kompressorenfilters von K. & Th. Möller G. m. b. H.

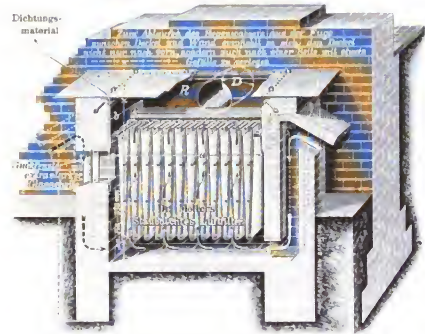


Fig. 3. Kompressorenfilter von K. & Th. Möller G. m. b. H.

geordneten Preßluftbetrieb unbedingt notwendig, die Ansaugeluft des Kompressors von den mitgeführten Verunreinigungen zu befreien.

Für kleinere Betriebe genügen Luftfilter, bestehend aus einem Kasten hinreichender Größe mit eingehängten Filtertüchern. Für größere Anlagen sind indessen Spezialkonstruktionen am Platze.

Fig. 1 zeigt einen Kompessorenfilter der Firma *K. & Th. Möller G. m. b. H.* in Brackwede. Er besteht aus einem Winkeleisenrahmen, der in einem gemauerten Behälter, oder in einem Kasten aus Holz, Eisenblech und dergleichen mittelst Schrauben befestigt wird. In diesem Rahmen befinden sich Messingstifte *St*, an welchen das zu diesem Zweck mit Knopflöchern versehene Filtertuch *F* eingehängt wird.

Durch einen aufgelegten Flacheisenrahmen *FR* wird das in Taschenform gefertigte Filtertuch mittels Messingschrauben *KS* staubdicht eingeklemmt und dadurch die elastischen Gestelle *G*, Spannschienen *Sp* und Spannschrauben *SS* straff gespannt.

Der Durchgang der Luft durch die Tücher geschieht in der durch die Pfeile angedeuteten Richtung.

Die Filtertücher bestehen aus besonders für diesen Zweck hergestellten und präparierten Stoffen, welche dem jeweiligen Verwendungszweck angepaßt werden.

Beim Zusammenbauen der Filter ist darauf zu achten, daß die Tücher trocken eingebracht werden. Auch während des Betriebes sind sie trocken zu halten, damit die Poren nicht durch Krustenbildung verstopft werden.

Zur Reinigung reicht meistens leichtes Aufschlagen eines Stockes auf die Gestelle hin. Zur gründlichen Reinigung wird das Filtertuch herausgenommen. Oel, Teer und dergl. sind chemisch zu entfernen.

In den Fig. 2—4 sind einige Ausführungen und Verwendungsarten angedeutet.

Fig. 2 und 3 zeigen die Aufstellung eines Filters in einem kleinen gemauerten Anbau außerhalb des Kompressorengebäudes. Die Luft wird dabei durch Mauerkanäle zugeführt, welche gegen das Hereinfallen von Gegenständen und gegen Regen geschützt sind.

Fig. 4. Kompressorenfilter von K. & Th. Möller G. m. b. H.

In Fig. 4 ist der Längsschnitt einer Anlage dargestellt, bei welcher das Filter in einer gemauerten Grube unter dem Fußboden des Maschinenraumes liegt. Die Grube ist mit einer eisernen Platte abgedeckt. Die Luft tritt von außen durch ein mit Haube versehenes Rohr zum Filter.

Bei den Filtern nach Fig. 3, 4 sind die Filterrahmen wagerecht, bei demjenigen nach Fig. 2 senkrecht angeordnet.

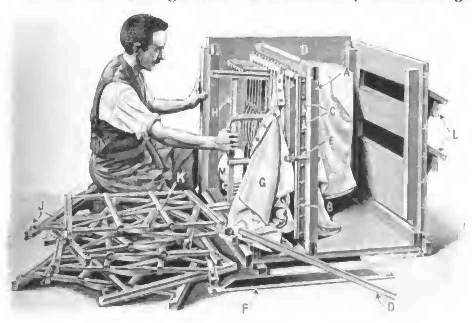



Fig. 5. Innenansicht eines Gehäusefilters von Fuchsstein & Froning.

Aehnlich wie das *Möller*sche Saugluftfilter ist dasjenige der Firma *Fuchssteiner & Fröning* in Dortmund-Corne gebaut.

In einen Holzkasten (Fig. 5 und 6) ist der mit Stiften

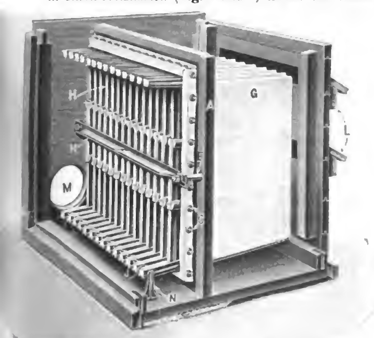


Fig. 6. Innenansicht eines Gehäusefilters von Fuchssteiner & Froning

C versehene Rahmen *A* eingesetzt. In die Stifte wird das aus mehreren Taschen bestehende Filtertuch *G* eingehängt. Zur Erzielung gleicher Abstände und zum Spannen der einzelnen Filtertaschen, werden in dieselben zwischen Leisten *D* geführte und mit für den Abstand bestimmten Nocken *J* versehene Holzrahmen *H* eingeschoben. Ueber die an den Rahmen *H* befestigten Federn *K* wird das Spanneisen *F* gelegt und durch zwei Schrauben *E* angezogen. Die Luft tritt bei *L* ein und verläßt das Gehäuse nach durchdringen des Filtertuches *M*.

Das von der Firma *C. Oetling* in Strehla gebaute Bürstenfilter für Saugluft (Fig. 7) ist so eingerichtet, daß die angesaugte Luft nicht allein von Staubteilen gereinigt, sondern auch gewaschen und gekühlt wird, wobei die erzeugte Preßluft verhältnismäßig trocken bleibt.

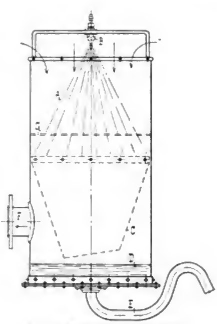


Fig. 7. Bürstenfilter von Oetling.

Das Filter besteht aus einem Blechzylinder *A*, in dessen oberem Teil auf einer gelochten Unterlag *O* eine Reihe von Bürsten eingesetzt sind. An diesen etwas nach abwärts gerichteten Bürsten rieselt das durch die Brause *B* nach allen Seiten fein zerstäubte Wasser herab und hält sie beständig feucht.

Durch die senkrecht zur Achse des Zylinders stehenden Bürsten ist die Luft, welche von oben angesaugt wird, genötigt, den Weg vielfach zu ändern, wodurch eine ausgiebige Staubabscheidung erzielt wird.

Gleichzeitig mit der Reinigung wird die Saugluft fast auf die Temperatur des Einspritzwassers herabgezogen und somit das Luftgewicht besonders in den Sommermonaten um 10 v. H. und mehr erhöht.

Durch die geringe Einströmungstemperatur wird aber auch die Kompressionstemperatur und damit auch die Höhe des Kraftverbrauchs günstig beeinflußt.

In dem Maße aber, als die Temperatur der Einsaugluft sinkt, wird diese dem Taupunkt näher gebracht, wodurch die Feuchtigkeit zum Teil ausgeschieden wird.

Die Verwendung des Wasserstrahles fördert zudem noch das Zuströmen der Luft.

Unter dem Teil des Filters, welcher die Bürsten enthält, befindet sich der Abscheidetrichter *C* und unter diesem das Sammelbecken *D* für das Abwasser, welches durch das Siphonrohr *E* fortgeleitet wird. Die gebogene Form des letzteren hat den weiteren Zweck, das Ansaugen unfiltrierter Luft durch dasselbe zu verhüten. Die Bürsten lassen sich jederzeit leicht herausnehmen und gut reinigen.

Zur Verbindung des Filters mit dem Saugrohr des Kompressors dient der Stutzen *F*.

An dem Unterteil des Zylinders werden zweckmäßig zwei Warzen angebracht für die Anbringung eines Kontrollsaugmessers, welcher stets das gute Arbeiten der Saugventile erkennen läßt, sowie eines Kontrollthermometers zur Bestimmung der Einsaugtemperatur bezw. der erforderlichen Einspritzwassermenge.

(Fortsetzung folgt.)

Aus der Praxis.

Gleichstrom-Turbo-Generatoren von Brown-Boveri.

Das Magnetfeld dieser Gleichstrom-Nebenschluß-Generatoren besteht nach dem *Deri*-Prinzip aus einer Anzahl



Fig. 1. Gehäuse, Magneteisen und Wicklung einer 135 KW-Turbo-Dynamo.

genuteter Eisenbleche. Die Feld- und Ausgleichwicklungen sind in die Nuten eingelegt, wie aus Fig. 1 hervorgeht. Es wird dadurch eine vollkommen zylindrische Innenfläche



Fig. 2. Ansicht eines fertiggewickelten Ankers, Kollektors und Erregerankers einer 1000 KW-Turbo-Dynamo; 550 Volt; 1250 Umdreh. i. d. Minut.

des Magnetfeldes und damit eine günstige Verteilung der Kraftlinien erzielt. Die Ausgleichwicklungen liegen jeweils in der Mitte zweier aufeinanderfolgender Pole; sie werden vom Hauptstrom durchflossen. Ihre Wirkung auf die Kommutierung ist somit proportional der Stromstärke; die Bürstenstellung braucht deshalb bei verschiedener Belastung nicht geändert zu werden. Die Generatoren besitzen keine Selbsterregung, sondern sind mit besonderer Erregermaschine auf dem Wellenende ausgerüstet, wie Fig. 2 erkennen läßt, welche einen Gleichstromanker für eine 1000 KW Turbo-Dynamo für 550 Volt darstellt. Die getrennte Erregung bietet besonders bei Parallelbetrieb den Vorteil, daß die Erregermaschine von selbst das Feld verstärkt und dadurch das Durchgehen der Maschine verhindert, wenn der Generator bei zufälliger Schwächung der Erregung Rückstrom erhält und dabei als Motor seine Tourenzahl erhöht.

Der Anker besitzt Trommelwicklung, welche in die Nuten der ausgeglühten und durch dünnes Papier getrennten Eisenbleche eingelegt ist. Am Umfang der Trommel wird sie durch keilförmige Hartholzstücke festgehalten. Die Wicklungsenden, die über die Ankerbleche hinausragen, werden durch übergezogene Kappen aus besonders harter Komposition gegen die Wirkung der Fliehkraft geschützt. Eine möglichst starre Verbindung dieses Teiles ist mit Rücksicht auf einen dauernd guten Lauf des Ankers besonders wichtig. Die Verbindungen zwischen den Enden der Ankerwicklung und den Kollektorlamellen bestehen bei größeren Maschinen aus Flachkupfer, welches mit beiden Teilen verlötet ist; bei kleineren Maschinen verwendet man kurze Stücke eines biegsamen Kabels zur Verbindung zwischen Anker und Kollektor. Die durch Mikanit voneinander isolierten Kollektorlamellen werden durch mehrere aufgeschrumpfte Stahlringe zusammengehalten; in diese Schrumpfringe sind Nuten zur Aufnahme von kleinen Stahlstückchen eingedreht, welche zur Ausbalancierung des Kollektors erforderlichenfalls eingesetzt werden. Der Anker selbst wird durch Schrauben, welche am Umfang der Endkappen eingeschraubt werden, ausbalanciert, eine Arbeit, die während längerer Zeit mit der höchsten zulässigen Umdrehungszahl vor und nach dem Zusammenbau mit der Turbine stattfindet.

Für eine sichere und reichliche Ventilation des Generators ist Sorge getragen: Die Kühlluft tritt von unten in die beiderseits durch Deckel verschlossene Maschine ein und zwar auf Seite der Turbine, so daß kein Kupferstaub von der Kollektorseite her in die Wicklungen gelangen kann. Sie tritt durch die zwischen den Ankerblechen vorhandenen zahlreichen Ventilationsöffnungen in die Luftkanäle des Magneteisens und verläßt den Generator durch eine schachtförmige Oeffnung im oberen Teil des Gehäuses (Fig. 1).

Für die Stromabnahme werden Kupferkohlebürsten

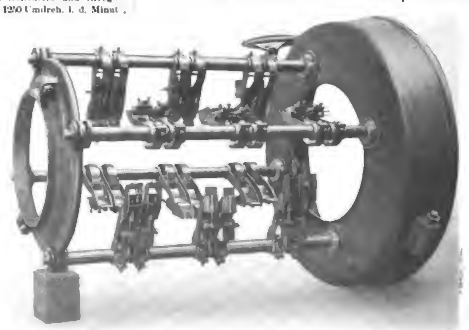


Fig. 3. Bürstengerüst einer 400 KW-Turbo-Dynamo.

verwendet, welche nach je 1000 Betriebsstunden eine Abnutzung des Kollektors nur um etwa $^1/_2$ mm verursachen. Bei den größeren Maschinen werden Hilfskohlenbürsten vor den Hauptbürsten angebracht, welche bei Ueberlastungen eine stärkere Funkenbildung vermeiden. Die Anordnung der Bürstenhalter ist aus Fig. 3 ersichtlich. Die Bürstenhalterbolzen sind an beiden Enden befestigt, um Vibrationen hintanzuhalten. Die Bürsten selbst liegen leicht und elastisch auf dem Kollektor auf und können durch eine feingängige Schraube während des Betriebes in ihrer Stellung reguliert werden.

Die Generatorwelle ist so stark bemessen, daß die kritische Tourenzahl des rotierenden Teils erheblich über der normalen liegt und auftretende Zentrifugal- und magnetische Zugkräfte eine merkliche Verbiegung nicht herbeiführen können. Die Kupplung mit der Turbinenwelle ist vollständig in das Gehäuse des mittleren Lagers zwischen Turbine und Generator eingebaut. Die Schmierung der Lager erfolgt durch Drucköl, das durch eine Preßpumpe geliefert und in stetigem Kreislauf erhalten wird.

Nach ähnlichen Grundsätzen sind auch die Gleichstrommotoren mit hoher Tourenzahl von *Brown-Boveri* gebaut. Sie besitzen ebenfalls eine Ausgleich- und eine Nebenschlußwicklung im Magnetfeld. Der mit der Nebenschlußwicklung in Reihe geschaltete Regulierwiderstand erlaubt eine Veränderung der Umdrehungszahl in weiten Grenzen. In gleicher Weise wie bei den Generatoren wird auch hier die Ventilation durch den Rotor selbst in reichlicher Weise bewirkt. Die Motoren werden für Leistungen von 40 PS mit 4000 Umdreh. bis 2300 PS mit 900 Umdrehungen gebaut und dienen namentlich zum direkten Antrieb von Zentrifugalpumpen und rotierenden Kompressoren. *M.*

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Elektrizitätszähler (*Bushnell.*) Den wesentlichsten Einfluß auf die Unveränderlichkeit der Konstanten von Elektrizitätszählern übt der Zustand des Edelsteinlagers für den Anker aus, da es mit der Zeit rauh wird. Letzteres erfolgt bei Saphirlagern von Zählern älterer Bauart, sofern keine Erschütterungen einwirken, nach etwa 800 000 Umdrehungen, andernfalls sinkt dieser Wert auf die Hälfte. Bei den neueren Zählern hat man das Gewicht des umlaufenden Teiles auf nahezu ein Drittel verringert, so daß man als mittlere Grenzleistung 1 Million Umdrehungen ansehen kann. Diese Werte gelten für Kommutatorzähler; bei Induktionszählern ist wegen des wesentlich geringeren Gewichtes des umlaufenden Teiles der doppelte Wert anzunehmen. Die neueste Errungenschaft ist die Verwendung von Diamantlagern, bei denen man mit Sicherheit eine Lebensdauer von 5 Millionen Umdrehungen annehmen kann. Aus diesem Grunde kann das Nacheichen von Zählern neuerer, Bauart sowie solcher mit Diamantlagern in größeren Zwischenräumen stattfinden als das Nacheichen von Zählern mit Saphirlagern und solcher älterer Bauart.

Für die Genauigkeit von Zählerangaben kommt ferner in Betracht, daß bei geringer Belastung, beispielsweise mit dem Strom einer Glühlampe, ein 5 Amperezähler mit wesentlich größerem Drehmoment läuft als ein 50 Amperezähler. Infolgedessen empfiehlt es sich, den letzteren häufiger zu eichen und wenn irgend angängig mit Diamantlagern auszurüsten. Der Verfasser stellt für das Nacheichen von Kommutatorzählern folgende Regel auf: 5—10 Amperezähler sind jährlich, 15 bis 50 Amperezähler halbjährlich und größere Zähler vierteljährlich nachzueichen. Induktionszähler sind jährlich und nur, wenn sie in dieser Zeit mehr als drei Millionen Umdrehungen machen, halbjährlich nachzueichen.

Da die Konstante eines Zählers durch Erschütterungen beim Transport und ferner durch magnetische Felder an dem Aufstellungsort beeinflußt wird, empfiehlt sich die Nacheichung des eingebauten Zählers. Am wirtschaftlichsten wird dieses durch Verwendung besonderer Eichzähler bewirkt, die mehrere Feldwicklungen besitzen und so das volle Drehmoment bei verschiedener Belastung ergeben. Das Eichen der Zähler geschieht für zwei Punkte und zwar für $^1/_{10}$ der Normallast und für halbe Normallast. (Electrical Review New York 1907, S. 221—224.) *Pr.*

Vereinigter Strom- und Spannungsmesser. Die *Johns-Manville Company* ordnet einen Strom und einen Spannungsmesser so an, daß deren Zeiger sich kreuzen. Die Spitzen der Zeiger zeigen dann auf den üblichen Teilungen Strom und Spannungswerte an, während der Schnittpunkt der Zeiger als Ablesemarke für zwei weitere Teilungen dient, an denen die Pferdestärken und die Kilowatt abgelesen werden. Das Instrument dient somit gleichzeitig als Wattmeter. Soll ein Instrument für die Strommessung zur Aenderung des Meßbereiches mit verschiedenen Widerständen verwendet werden, so sind die richtigen Werte für die Pferdestärken und die Kilowatt mittels einer Tabelle aus den abgelesenen Werten zu ermitteln. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 745.) *Pr.*

Viagraph. Mit diesem Namen bezeichnet der Erfinder *Brown* einen Apparat zum Messen der Unregelmäßigkeiten in Straßenoberflächen, wie solche durch ungleiche Abnutzung entstehen. Der Apparat besteht aus einem Schlitten mit zwei geraden parallelen Kufen, zwischen denen an einem wagerechten Hebelarm ein senkrecht bewegliches, mit Zähnen versehenes Rad aufgehängt ist. Dieses Rad treibt mittels Kegelräder und Schnecke einen Papierstreifen an und steuert ferner einen senkrecht beweglichen Schreibstift, der an dem Papierstreifen anliegt. Wird die Vorrichtung mittels eines Seiles über das Pflaster geschleppt, so wird der Papierstreifen im Verhältnis des zurückgelegten Weges abgerollt und der Schreibstift zeichnet die Unregelmäßigkeiten in einer Kurve als Funktion des Weges auf. (Zeitschrift für Transportwesen und Straßenbau 1907, S. 283—284.) *Pr.*

Beleuchtung.

Wagenbeleuchtung. (*Marshall.*) Schwankt der Fahrleitungsstrom einer elektrischen Bahn bedeutend, so leidet hierunter vor allem die Wagenbeleuchtung, da die Glühlampen bei verringerter Spannung nur ein mäßiges rotes Licht abgeben. Zur Abhilfe wird ein mittels eines Motors angetriebener Stromerzeuger, sowie eine Anzahl EMK-Zellen vor die Lampen geschaltet. Diese EMK-Zellen ergeben beim Stromdurchgang eine konstante Gegenspannung; da sie jedoch keine aktiven Platten und praktisch keine Kapazität besitzen, so verbrauchen sie nahezu keine Energie. Der Stromerzeuger wird mittels zweier Wicklungen, einer an der Fahrleitungsspannung und einer an den EMK-Zellen liegenden, erregt. Beide wirken einander entgegen und sind so bemessen, daß sie bei dem höchsten Wert der Fahrleitungsspannung sich aufheben und somit eine Spannung Null an den Klemmen des Stromerzeugers geben.

Sinkt jedoch die Fahrleitungsspannung, so wird damit die Wirkung der an dieser Spannung liegenden Wicklung sinken und es wird an den Klemmen des Stromerzeugers eine Zusatzspannung auftreten, die mit der Fahrleitungsspannung zusammen wieder den früheren Wert ergibt. Der den Stromerzeuger antreibende Motor wird gleichfalls von der konstant gehaltenen Spannung gespeist.

Der Motorgenerator und die EMK-Zellen brauchen fast keine Wartung, da in letztere nur von Zeit zu Zeit das verdunstete Wasser nachzufüllen ist. Im übrigen geht bei Versagen der Anordnung der Beleuchtungsstrom ungehindert durch den Anker des Stromerzeugers, so daß die Beleuchtung, wenn auch mit ungeregelter Spannung, aufrecht erhalten wird. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 799.) *Pr.*

Eisenbahnwesen.

Fahrgeschwindigkeit. Der *Empire State Express* New York-Chicago soll im Jahre 1903 bei einer Fahrt mit einer Central-Atlantic Maschine und vier Wagen eine Höchstgeschwindigkeit von 175 km auf kurzer Strecke erreicht haben. Berechnet man mit den bekannten Formeln den Zugwiderstand W und die Lokomotivleistung N, so findet man die Werte I der nachstehenden Tabelle.

Werte	I		II	
Beobachtete Geschwindigkeit	175 km/Std.		140 km/Std.	
Berechnet nach	W kg	N PS	W kg	N PS
1. Ueberschlagsformel	4556	2940	4042	2096
2. Formel von *Barbier*	5541	3592	4708	2441
3. Formel von *v. Borries* und *Leitzmann*	4729	3065	4318	2239
4. Formel von *Frank*	3649	2365	3766	1953
5. Formel der Studiengesellschaft	2764	1791	—	—

Diese Formeln ergeben eine Lokomotivleistung, die viel zu groß für unsere heutigen Lokomotiven ist. Sind Irrtümer bei der Messung dieser 175 km-Geschwindigkeit ausgeschlossen, so folgt daraus, daß die Formel 1—3 für hohe Geschwindigkeiten zu große Werte ergeben. Bei Fahrversuchen in Baden mit einer $^2/_5$ gekuppelten Vierzylinder-Verbundmaschine im Jahre 1904 wurde aber einwandsfrei eine Geschwindigkeit von 140 km auf längerer Strecke erreicht. Berechnet man für diese Geschwindigkeit die Größen W und N (Werte II), so ergeben diese Formeln aber auch Größen, die die gezogenen Grenzen der Lokomotivleistungen überschreiten. (Zeitschr. d. Vereins deutsch. Eisenbahnverw. 1907, S. 363—366.) *W.*

Elektrotechnik.

Elektrische Zentralen. (*Mattha.*) Die nachstehende Zusammenstellung (S. 463) enthält die Hauptangaben über die größten und neuesten elektrischen Zentralen in den Vereinigten Staaten von Amerika. Die in den beiden letzten Spalten erwähnten sind noch in Ausführung begriffen.

Bei den Kesselanlagen ist besonders bemerkenswert, daß bei den neueren Anlagen keine Oekonomiser verwendet werden (bei der *Rapid Transit Zentrale* wurden sie sogar außer Betrieb gestellt) und daß die mechanischen Feuerungen mehr und mehr außer Gebrauch kommen. Als Grund hierfür wird angegeben, daß als Heizmaterial billiger Anthrazit in Erbsengröße (sogen. buckweat No. 3 zu 7,5 M. die t) verwendet wird, für welche die selbsttätige Beschickung sich nicht eignet. Dieses Heizmaterial erfordert entweder große Rostflächen mit hohen Schornsteinen oder forcierten Zug. Im allgemeinen werden für diese kleine Kohlensorte die Roststäbe beweglich eingerichtet. Ueberhitzung findet fast überall Anwendung. (De Ingenieur 1907, S. 382—390.) *Ky.*

Elektrische Zugsteuerung. Auf der *Liverpool-Southport*-Strecke der *Lancashire und Yorkshire Railway* wurden bisher zwei Motorwagen eines Zuges von dem Fahrschalter im jeweilig führenden Wagen aus unmittelbar gesteuert. Dieser Schalter hatte Stromstärken bis zu 2400 Ampere bei 650 Volt Spannung zu bewältigen. Da die Entwicklung des Betriebes jedoch die Verwendung von mehr als zwei Motorwagen in jedem Zug erforderte, mußte eine Zugsteuerung mit der Regelung der Motoren durch mittelbar vom führenden Wagen aus gesteuerte Schalter eingeführt werden.

Die neue Zugsteuerung verwendet, abweichend von den bekannten Anordnungen, den Motorenstrom zur Speisung der die Einzelschalter (Hüpfer) steuernden Elektromagnete und zwar, nachdem der Strom in den Motoren des führenden Wagens gearbeitet hat. Letzteres ergibt den Vorteil, daß die Spannung gegen Erde gering und die Isolationsmaterialien der Leitungen, Kupplungen und Hüpfer nur wenig beansprucht werden. Der vom Führer bediente Meisterschalter enthält hierbei eine aus zwei Teilen bestehende Fahrwalze: der eine Teil zur Herstellung eines Hilfsstromkreises auf dem einen Fahrzeug, der andere zur Steuerung der Hüpfer. Denn naturgemäß muß erst ohne die Hüpfer ein vollständiger Stromkreis durch die Motoren des führenden Wagens hergestellt werden, um auf letzterem und den übrigen Wagen die Hüpfer steuern zu können. Die Fahrwalzenteile werden hierbei durch eine Kurbel so gesteuert, daß das erstere sich allein ein Stück und dann erst sich beide Teile gemeinsam bewegen. Eine mechanische Vorrichtung zwingt den Führer, sorgfältig stufenweise zu schalten. Außerdem enthält der Meisterschalter eine mit den übrigen Walzen verriegelte Fahrtrichtungswalze.

Die Hüpfer sind zu je vieren in Eisenkästen zusammengebaut. Vier derartige Kästen gehören zur Ausrüstung eines Wagens. Die Hüpferkontakte sind so angeordnet, daß der durch den Elektromagneten gesteuerte bewegliche Kontakt den anderen ruhenden Kontakt etwas bewegt; die Kontaktflächen gleiten hierbei unter Druck aufeinander, werden daher gereinigt und es wird so ein guter Stromübergang gewährleistet. Zur Funkenlöschung dient eine besondere von dem Erfinder der Zugsteuerung *Zweigbergk* bereits seit längerer Zeit bei Fahrschaltern verwendete Funkenlöschung, bei der der Blaselektromagnet von einem Kupfermantel umgeben ist. Unter der Wirkung der Ausblasespule wird der auftretende Funken gegen den Kupfermantel gerichtet, um den letzteren herumgezogen, hierbei geschwächt und schließlich abgerissen.

Zur elektrischen Verbindung der Wagen eines Zuges untereinander dienen Kabel, deren mit sechs Kontaktstücken versehene Endstöpsel in Kontaktfinger enthaltende Dosen gesteckt werden. Neun durch den Zug gehende Leitungen werden für die Zugsteuerung benutzt.

Auch für die Vakuumbremse ist eine elektrische Steuerung der Bremsventile mit besonderen Leitungen und Kupplungen vorgesehen.

An den Motoren ist die Anordnung besonders großer Schmiergefäße hervorzuheben, die nur ein monatliches Auffüllen nötig machen. Ferner sind die Polkerne mit je einem breiten Lüftungsschlitz versehen, der bis zum Gehäuse hindurch geht. Auf dem Kommutator des gleichfalls mit breitem Lüftungsschlitz versehenen Ankers schleifen vier Bürstensätze. (Electrician 1907, S. 9—11 und S. 48—51.) *Pr.*

Hebezeuge.

Lokomotivkran. Für ihre Werke in Doncaster hat die *Great Northern Railway* eine alte $^2/_4$ gekuppelte Tenderlokomotive in einen Lokomotivkran umgebaut. Der Dampfkran mit einer Tragfähigkeit von 5 t wurde über dem hinteren Drehgestell angebracht. Der Wasserbehälter, der sich ursprünglich hier befand, wurde nun an beiden Seiten der Lokomotive neben der Rauchkammer angeordnet; das Wassergewicht dient als Ausgleichgewicht. Die Auslegerlänge ist 3,50, die Hubhöhe 3,35 m. Dieser Lokomotivkran zeigt sich als sehr praktisch auf den verschiedenen Gleisen dieses Werkes. (The Railway Gazette 1907, S. 251.) *W.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Straßenbahnbremsen. (*Hildebrand.*) Als Erklärung für die häufige Verwendung der *Westinghouse-Newel*-Bremse in England wird angegeben, daß das feuchte englische Klima, die häufige Verwendung von Decksitzwagen, deren Schwerpunkt hoch liegt und schließlich Vorschriften der Aufsichtsbehörden die Verwendung von Schienenbremsen überhaupt nötig machen.

	Elektrische Zentralen in den Vereinigten Staaten von Nordamerika.	New York Metropolitan	Manhattan	Kingsbridge	Waterside I N.-Y. *Edison*	Rapid Transit	Chelsea	Long Island	Boston *Edison*	Waterside II N.-Y. *Edison*	Brooklyn Rapid Transit	Chicago *Edison Co.*
Gebäude	Anzahl kub. Fuß engl. f. d. KW Leistung	169	226	184	94	259	139	142	—	99,8	76,5	—
	Anzahl quadr. Fuß engl. f. d. KW Leistung.	1,48	2,06	1,63	0,84	2,32	1,36	1,51	2,71	0,832	0,83	—
Generatoren	Anzahl	11	8	16	16	10	10	6	12	10	8	14
	Beschreibung Volt	6600	11 000	6600	6600	11 000	11 000	6600	6900	6600	6600 u. 11 000	—
	Beschreibung per	25	25	25	25	33	25	25	60	25	25	
	Normalleistung KW. f. d. Einheit	3000	5000	3000	4000	5000	5500	5500	5000	8000	7500	5000 u. 8000
Kraftmaschinen	Beschreibung	vertik. Verbund	doppelt. Verbund	vertik. Verbund	dreizylindr. vertik. Verbund	doppelt Verbund	horizont. Turbine	horizont. Turbine	vertik. Turbine	horizont. und vertik. Turbine	horizont. Turbine	vertik. Turbine
	Normalleistung PS f. d. Einheit	4000	8000	4000	5200	8000	7360 (elektr.)	7360 (elektr.)	6700 (elektr.)	10 400 (elektr.)	10 000 (elektr.)	—
	Höchstleistung f. d. Einheit	6200	12 500	6200	8000	12 500	11 040 (2 Std.)	11 400 (2 Std.)	10000 (2 Std.)	16 000 (2 Std.)	15 000 (2 Std.)	—
	Normalleistung der Zentrale	44 000	64 000	64 000	83 200	80 000	73 600	44 260	80 400	104 000	80 000	—
	Höchstleistung der Zentrale	66 000	100 000	96 000	128 000	120 000	110 400	66 240	120 600	160 000	120 000	—
Kessel	Anzahl	87	64	60	56	60	60	48	96	96	64	72
	Gesamtleistung in PS	25 230	33 200	31 200	36 400	39 000	41 690	25 000	48 000	62 400	—	—
	Kesseldruck Pfd	160	150	160	175	175	—	175	—	175	175	180
	Verhältnis Kessel PS / Maschinen PS	0,57	0,52	0,49	0,44	0,46	0,57	0,57	—	0,57	—	—
	Gesamte Rostfläche quadr. Fuß engl	4808	6597	6192	5930	—	6640	4954	—	12 096	—	—
	Rostfläche f. d. Kessel PS quadr. Fuß engl	0,19	0,198	0,198	0,163	—	0,159	0,198	—	0,1[illegible]3	—	—
	Verhältnis Heizfläch. / Rostfläche	52,6	50,3	50,3	61,3	—	62,79	50,3	—	51,8	—	—
Oekonomiser	Verhältnis Oekn. Querschnitt 100 / Gesamtzahl Kessel PS	kein	28,5	21,6	kein	außer Betrieb gesetzt	20,93	33,1	kein	kein	kein	kein
Schornsteine	Anzahl	1 (Stein)	4 (Stein)	4 (Stahl gefüttert)	4 (Stahl gefüttert)	5 (Stein)	4 (Stein)	3 (Stahl gefüttert)	6 (Stein)	4 (Stahl gefüttert)	3 (Stahl gefüttert)	8 (Stahl gefüttert)
	Höhe über Rost Fuß engl	318	254	186	182	225	250	254	220	250	225	190
	Innendurchmesser Fuß engl	22	17	14	17	15	19	17	16	20	—	18
	Gesamtquerschnitt quadr. Fuß engl	380	908	616	938	884	1134	681	1210	1256	—	—
	Verhältnis Rostfläche / Schornsteinquerschnitt	12,5	8,13	11,2	6,53	—	5,85	7,27	—	9,6	—	—
	Verhältnis Kessel PS / Schornsteinquerschnitt	1,17	0,72	—	0,91	0,925	0,71	0,72	—	—	—	—
	Schornstein PS	21 480	46 400	27 350	40 000	42 200	58 700	34 800	59 700	64 200	—	—
Kohlen	Vorratsraum t	9000	15 000	12 000	10 000	25 000	15 000	6 700	6000	20 000	16 000	16 800
	Raum f. d. Kessel PS Pfd	712	900	770	549	1282	719	536	250	640		—

Nicht maßgebend ist dagegen, daß man bei dieser Bremse einen selbsttätigen Sandstreuer entbehren könnte. Denn bei Luftbremsen wird die größte Bremskraft erst einige, wenn auch kurze Zeit nach dem Anstellen auftreten. Ferner ist durch die Größe des Luftdrucks und des Bremszylinderquerschnitts die größtmögliche Bremskraft beschränkt, so daß auch ohne Verwendung eines selbsttätigen Sandstreuers ein Feststellen der Räder im allgemeinen nicht auftreten wird. Im ungünstigsten Falle kann letzteres daher erst bei verminderter Geschwindigkeit eintreten und auch dann kann der vom Führer betätigte Sandstreuer schon zur Wirkung gekommen sein.

Ungünstiger liegen in bezug hierauf die Verhältnisse bei elektrischen Bremsen, da deren Bremswirkung stoßweise auftritt. Außerdem ist die zur Verwendung kommende Bremskraft nicht begrenzt, sondern kann durch zu rasches Schalten an der Fahrkurbel auf ein Mehrfaches des der Reibung entsprechenden Wertes gesteigert werden. Es kann daher nur für elektrische Bremsen der Nachteil geltend gemacht werden, daß man einen sicher, am besten selbsttätig wirkenden Sandstreuer braucht. (Zeitschrift für Kleinbahnen 1907, S. 313 bis 316.) *Pr.*

Bücherschau.

Der Beton und seine Anwendung. Von *Feodor Ast.* Berlin 1907. Verlag Tonindustriezeitung. Preis M. 10,—.

Der durch sein Buch über die Herstellung von Zementröhren bekannte Verfasser veröffentlicht in vorliegendem Werk eine zusammenfassende Darstellung der Bereitung und Anwendung des Betons.

Im ersten Abschnitt werden die verschiedenen Betonarten: Zementbeton, Kalkbeton, Gipsbeton und Magnesitbeton und ihre Rohstoffe kurz besprochen.

Der zweite Abschnitt enthält auf 64 Seiten eine eingehende Darstellung der Eigenschaften und der Aufbereitung der Rohstoffe. Zunächst wird die Zementfabrikation behandelt, dann folgt die Verarbeitung der Kalksteine, des Gipses und der magnesiahaltigen Gesteine und die Verwendung der hydraulischen Zuschläge, Traß, Schlackensande und dergleichen. Die Besprechung der Eigenschaften des Sandes, der Kies- und Splittzuschläge, sowie des Wassers bilden den Schluß des Abschnitts.

Der dritte Abschnitt behandelt die Zubereitung des Betons, und zwar zunächst das Gemengeverhältnis, den Wasserzusatz und die Ausbeute, ferner den Einfluß des Zementgehaltes und des Wasserzusatzes auf die Festigkeit des Betons und schließlich die Herstellung des Betons mit Hand- und mit Maschinenmischung. Die Maschinenmischung ist sehr eingehend behandelt, die verschiedensten neueren Mischmaschinen für Hand- und Maschinenantrieb werden beschrieben und durch etwa 50 gute Abbildungen erläutert.

Der vierte Abschnitt ist der Verarbeitung und Behandlung der Betonmasse gewidmet. Zunächst werden die beiden Arten des Stampfbetons, erdfeuchter und weicher Beton, der Gußbeton und der Konkretbau besprochen. Hierauf wird die Schalung zur Herstellung von Betonbauten, als Decken, Brücken, Kanäle, Schornsteine und zur Fabrikation von fertigen Werkstücken, wie Visintinibalken, Siegwartbalken, Treppenstufen, Mauersteine, Baublöcke beschrieben. Hierher gehört auch die Beschreibung der Mauersteinmaschinen und der Plattenpressen.

Der folgende Abschnitt ist von *Turley* bearbeitet und auch als besonderes Buch erschienen In demselben werden die Formeln für die Berechnung der Spannungen und Abmessungen von Eisenbetonbauten auf Grundlage der amtlichen Bestimmungen vom 16. April 1904 abgeleitet und durch mehrere Tabellen wird die Berechnung von Eisenbetonplatten und Plattenbalken vereinfacht.

Der siebente Abschnitt behandelt die Anwendung des Betons und des Eisenbetons im Straßenbau, im Hoch- und Tiefbau und in der Herstellung einzelner Bauteile. Zu erwähnen ist die Herstellung der Fahrstraßen und Bürgersteige, der Plattenbeläge und Rinnsteine, der Fundamente, der Stützen, der Unterzüge, der Decken und Fußböden, der Kanäle und Wasserleitungen, der Telegraphenstangen, Eisenbahnschwellen, Röhren und Treppenstufen.

Die beiden letzten Abschnitte beschäftigen sich mit den Schutzanstrichen und mit der Prüfung des Betons. Die Maschinen zur Herstellung der Probekörper und zum Messen der Festigkeit sind beschrieben und durch Abbildungen erläutert.

Anhangsweise sind in Form von kurzen Regeln die Marksätze für den Betonbau in 23 Seiten zusammengestellt.

Den Schluß bildet ein ausführliches Sachregister von 20 Seiten.

Die Anwendung des Betonbaues ist mit 90 Seiten etwas kurz weggekommen. Doch genügt die Behandlung zur Orientierung über die wichtigsten Anwendungsgebiete.

Sehr eingehend ist dagegen die Aufbereitung der Rohstoffe, die Herstellung und die Eigenschaften des Betons, die Beschreibung der Hilfsmaschinen und Geräte und die Prüfung des Betons dargestellt.

Das Buch, in welchem der Verfasser seine praktischen Erfahrungen niederlegt, wird dem Betonfachmann viele ihm nützliche Angaben liefern, deren Auffinden ihm das Register erleichtert.

Den Studierenden ist das Buch besonders zu empfehlen, weil es die Grundlagen des Betonbaues in klarer und eingehender Weise behandelt und daher ein Ratgeber bei dem Studium der in Fachzeitschriften beschriebenen Beton- und Eisenbetonausführungen ist. Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Sonderabdruck aus dem Jahreskataloge des k. k. Patentamtes für das Jahr 1506. Alphabetisches Sachverzeichnis über sämtliche bis 31. Dezember 1906 in das Patentregister des k. k. Patentamtes eingetragenen Patente. Wien. Lehmann & Wentzel (Paul Krebs). Preis 2 Kronen.

Der Fabrikbetrieb. Praktische Anleitung zur Anlage und Verwaltung von Maschinenfabriken und ähnlichen Betrieben sowie zur Kalkulation und Lohnverrechnung. Von *Albert Ballewski.* Zweite verbesserte Auflage. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geh. M. 5,—, geb. M. 6,—.

Vermessungskunde. Anleitung zum Feldmessen, Höhenmessen, Lageplan- und Terrainzeichnen, verfaßt von Dr.-Ing. *Fritz Steiner,* Privatdozent für Eisenbahnbau an der k. k. deutschen techn. Hochschule in Prag und Eisenbahningenieur. Herausgegeben von *Emil Burok.* Zweite Auflage. Mit 134 Abb. und einer Doppeltafel. Halle a. S., 1907. Wilhelm Knapp. Preis geh. M. 4,80.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften in fünf Teilen. Fünfter Teil: Der Eisenbahnbau, ausgenommen Vorarbeiten, Unterbau und Tunnelbau. Vierter Band: Anordnung der Bahnhöfe. Erste Abteilung: Einleitung, Zwischen- und Endstationen und in Durchgangsform, Verschiebebahnhöfe, Güter- und Hafenbahnhöfe. Bearbeitet von *A. Goering* und *M. Oder.* Herausgegeben von *F. Loewe,* Ord. Prof. a. d. Techn. Hochschule in München und Dr. *H. Zimmermann,* Wirkl. Geh. Oberbaurat und vortragender Rat im Ministerium der öffentlichen Arbeiten in Berlin. Mit 420 Abb., 9 Texttafeln und 5 lithographierten Tafeln, sowie ausführlichem Namen- und Sachverzeichnis. Leipzig, 1907. Wilhelm Engelmann. Preis geh. M. 14,—, geb. M. 17,—.

Die Schaufelmotoren, Wasser- und Dampfturbinen, Zentrifugalpumpen und Gebläse, von *W. H. Stuart Garnett,* of the Inner Temple. Barrister-At-Law. Deutsche autorisierte Ausgabe. Bearbeitet von *C. Heine,* Ingenieur. Mit 83 Abb. Berlin, 1907. Wilhelm Ernst & Sohn. Preis geh. M. 6,—, geb. M. 7,—.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 30. Berlin, 27. Juli 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Beiträge zur zeichnerischen Ausmittlung von Steuerungsgetrieben.

Von **L. Baudiss** in Wien.

(Schluß von S. 451 d. Bd.)

Den bisher besprochenen Konstruktionen der Ersatzexzentrizität war die Annahme zugrunde gelegt, daß die verschobene Kreuzkopfbahn durch den Mittelpunkt des Kurbelkreises geht.

Dies wird bei einem beliebigen, geschränkten Kurbeltrieb (Fig. 24) der Fall sein, wenn man jene Schubrichtung als mittlere wählt, welche erhalten wird, wenn aus

Fig. 24.

Fig. 25.

dem Mittelpunkt des Kurbelkreises ein Kreisbogen mit der Stangenlänge ab als Halbmesser geschlagen, und der Schnittpunkt a_0 desselben mit der Kreuzkopfbahn kk' mit dem Kurbelkreismittelpunkt verbunden wird. Die Wahl dieser Schubrichtung hat übrigens den Vorteil, daß hierbei die Abweichungen der Projektionsbögen des *Schorch*schen Diagramms von den dieselben ersetzenden Geraden (bezw. die Abweichungen der wirklichen von den näherungsweise bestimmten Bahnen) verhältnismäßig gering ausfallen.

Bei unveränderlicher Lage der Kreuzkopfbahn wird also die mittlere Schubrichtung im allgemeinen wie angegeben zu wählen sein.

Findet eine Verdrehung der Kreuzkopfbahn statt, und liegt der Drehpunkt der Kreuzkopfbahn in a_0, so ist die Richtung $a_0\,o$ für alle Lagen der Kreuzkopfbahn als mittlere Schubrichtung beizubehalten; der Mittelpunkt der verschobenen Bahnellipse fällt mit o zusammen, eine Verschiebung des Ellipsenmittelpunktes bezw. des Mittelpunktes des Ersatzexzenterkreises findet nicht statt.

Fällt dagegen der Drehpunkt der Kreuzkopfbahn nicht mit a_0 zusammen, schneidet also der aus o mit dem Halbmesser ab beschriebene Kreis die einzelnen Kreuzkopfbahnen in verschiedenen Punkten a_0 a'_0 usw. (Fig. 25), so könnte die Konstruktion der Ersatzexzentrizität für die einzelnen Kreuzkopfbahnstellungen z. B. so durchgeführt werden, daß für jede derselben eine andere (den Geraden $a_0 o$, $a'_0 o$ usw. entsprechende) mittlere Schubrichtung gewählt wird.

Die verschobene Kreuzkopfbahn geht hierbei immer durch den Mittelpunkt des Kurbelkreises, es tritt jedoch bei Verdrehen der Kreuzkopfbahn eine Verschiebung der Mittelpunkte der Bahnellipsen ein, welche in der Konstruktion der Ersatzexzentrizität nicht zum Ausdruck kommt und besonders, wie Fig. 25 zeigt, zu ermitteln ist.

Es wird jedoch meist vorteilhafter sein, auch in dem letztbehandelten Fall der Konstruktion der Ersatzexzentrizitäten eine und dieselbe mittlere Schubrichtung für alle Lagen der Kreuzkopfbahn zugrunde zu legen.

Wird z. B. die Verbindungslinie des Drehpunkts der Kreuzkopfbahn mit dem Mittelpunkt des Kurbelkreises als mittlere Schubrichtung gewählt, so fällt der Drehpunkt o'_1 der verschobenen Kreuzkopfbahn nol auf die Schubrichtung, aber nicht mit o zusammen; die Mittelpunkte der verschobenen Punktbahnen bezw. der Ersatzexzenterkreise sind, wie schon erwähnt, dem Mittelpunkt o des Kurbelkreises affin, demnach in jedem Fall leicht zu bestimmen. Die Ermittlung der Ersatzexzentrizität kann in ähnlicher Weise wie früher durchgeführt werden.

Für die Gleitbahnlage $k_1\,k'_1$ z. B. (Fig. 26) ergibt sich zunächst der gemeinsame Mittelpunkt der Bahnellipse

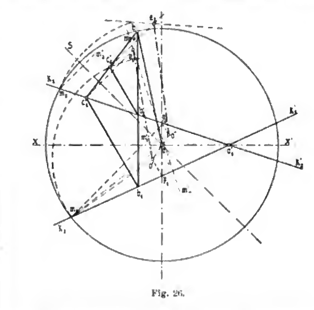


Fig. 26.

und des Ersatzexzenterkreises in o' durch Verzeichnen des Dreiecks $op_1\,o'$ ähnlich $\triangleleft\, bac$; werden die Kurbelstellungen

om_1 und ob zur Konstruktion benutzt, so ist $m_1 m'_1 \perp oS$ zu ziehen und um den Ellipsenmittelpunkt o' und zwar um den Winkel $m_1 ob$ nach $m_{11} m'_{11}$ zu drehen; über bb_1 die Abbildung $b_1 b c'_1$ des Stangendreiecks bac verzeichnet, durch c'_1 die Senkrechte auf oS errichtet, ergibt sich im Schnitt dieser mit $m_{11} m'_{11}$ der Punkt e_1 der Ersatzexzentrizität $o' e_1$.

Für die Lage $k_2 k'_2$ der Gleitbahn ergibt sich der Mittelpunkt des Ersatzexzenterkreises in o''; $o'o''$ stellt somit die Verschiebung des Mittelpunktes des Ersatzexzenterkreises für die Verdrehung der Gleitbahn von $k_1 k'_1$ nach $k_2 k'_2$ dar. Die Verschiebung, welche dabei die Mittellage des Ausschlages in der Richtung oS erfährt, läßt sich durch Projektion von $o'o''$ auf oS bestimmen.

Die Verschiebungen, welche der Mittelpunkt des Ersatzexzenterkreises erfährt, kann man sich auch in der Weise berücksichtigt denken, daß bei unveränderlicher Lage desselben die Länge der das Steuerorgan treibenden Stange oder die Ueberdeckungen des Steuerorganes entsprechend geändert werden, wovon später Gebrauch gemacht wird.

Das Maß der Verschiebung der Mittellage des Steuerorganes ist unter sonst gleichen Verhältnissen von dem Abstand der Punkte o und o'_1 abhängig. Wird ein einziges Getriebe für die Steuerung beider Zylinderseiten verwendet, so wird eine Verschiebung der Mittellage des Steuerorganes nur in beschränktem Maß zulässig sein (geringe Verschiebungen der Mittellage können mitunter zum Ausgleich von Fehlergliedern ausgenutzt werden), weshalb bei solchen Steuerungen der Abstand oo'_1 klein zu halten ist.

Dagegen wird bei Steuerungen, welche für jede Zylinderseite ein besonderes Getriebe besitzen (z. B. den Ventilsteuerungen) ein größerer Abstand oo'_1 zulässig sein.

Um hierbei unveränderliches Voreinströmen zu erhalten, wird z. B. bei den der *Hackworth*-Type entsprechenden Steuerungen bekanntlich die Anordnung meist so getroffen, daß für den Beginn der Einströmung der Stangenpunkt a mit dem Drehpunkt der Kulisse zusammenfällt.

Es ist nun zu untersuchen, welchen Einfluß die Wahl des Abstandes oo'_1 bei derartigen Steuerungen auf die Bewegungsverhältnisse des Steuerorganes hat.

Wird z. B. bei der *Radovanovic*-Ventilsteuerung (Fig. 27) der Abstand des Steuerwellen- und Kulissenwellenmittels gleich der Hebellänge $ab = l_1$ gemacht, so fällt der um l_1 längs xx' verschobene Drehpunkt der Kulissenwelle mit o dem Exzenterkreismittelpunkt zusammen.

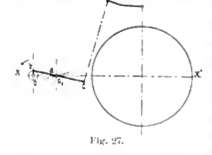


Fig. 27.

Die Schubrichtung der Einlaßsteuerstange sei oS (Fig. 28), der Exzenterstellung ob entspricht z. B. der Beginn der Einströmung, die Drehrichtung der Steuerwelle sei die durch den Pfeil angedeutete.

Bildet man über ob den Exzenterhebel in boc_1 ab, fällt man ferner von c_1 eine Senkrechte auf die Schubrichtung oS, so müssen auf dieser Senkrechten alle Ersatzexzenterpunkte (und zwar für den Einlaß) liegen, wobei der Mittelpunkt der Ersatzexzenterkreise zufolge der gewählten Anordnung immer mit o zusammenfällt, also eine Verschiebung der Mittellage bei Verdrehen der Kulisse nicht eintritt. Man kann z. B. so verfahren, daß man die Ersatzexzentrizitäten derart wählt, daß die gewünschten Füllungsgrade resultieren, indem man von oS aus die halben „Eröffnungswinkel" aufträgt; dabei entspricht e_m der größten, e_0 der kleinsten (Null-)Füllung. (Man kann auch das Exzenter samt der auf oS errichteten Senkrechten $e_m e_0$ in jene Stellung ob_t drehen, welcher die Totlage der Maschinenkurbel entspricht, und dann von der durch o auf oS errichteten Senkrechten die Voreilwinkel auftragen und auf diese Weise die Ersatzexzenterpunkte $e'_m e'_0 \ldots$ bestimmen.)

Verbindet man e_m und e_0 mit b, so sind $e_m b$ und $e_0 b$ jene Geraden, welche bei der Bestimmung der Ersatzexzenter nach Früherem als Ort der Ersatzexzenterpunkte e erhalten werden, wenn man aus den Schnittpunkten der

Fig. 28.

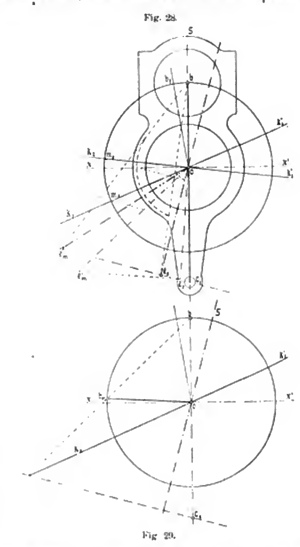


Fig. 29.

Kulissenachsen mit dem Exzenter (Kurbel-)Kreis Senkrechte auf oS zieht und diese samt dem Exzenter soweit dreht, daß letzterer nach ob kommt. Man hat also, um die den gewählten Ersatzexzentrizitäten entsprechenden Kulissenlagen zu finden, die beiden Geraden $e_m b$ und $e_0 b$ samt dem Exzenter soweit zu drehen, daß diese Geraden auf oS senkrecht stehen; hierdurch ergeben sich die Kulissenlagen om_1 und om_0.

Die Kulissenlagen lassen sich bei gegebenen Füllungsgraden, wie früher erwähnt, auch so bestimmen, daß man die dem Beginn und dem Schluß der Einströmung entsprechenden Exzenterstellungen einträgt (ob und ob_m) (Fig. 29) durch c, eine Senkrechte auf oS errichtet, b mit b_m verbindet; nach den Regeln der Affinität muß die entsprechende Kulissenlage (Affinitätsachse) durch den Schnittpunkt von bb_m mit der auf oS senkrechten Geraden hindurchgehen.

In Fig. 28 ist die sog. Scheitel- (oder Zentral-)linie der Ersatzexzenter in e'_m e'_0 in der der Totlage der Maschinenkurbel entsprechenden Stellung eingezeichnet. die im vorliegenden Fall resultierende Lage der Scheitellinie hat bekanntlich den Nachteil, daß hierbei für verschiedene Füllungsgrade große Verschiedenheiten bezüglich der Größe der Exzentrizität und der Eröffnung des Steuerorganes resultieren.

Wird der Abstand des Steuerwellen- und Kulissenwellenmittels größer gemacht als die Hebellänge ab, so fällt der um ab längs xx' verschobene Kulissendrehpunkt außerhalb o, z. B. nach o' (Fig. 30).

Um unveränderliches Voreinströmen zu erhalten, wird die Exzenterlage os dem Beginn der Einströmung entsprechend zu wählen sein; dabei fällt der Punkt a des

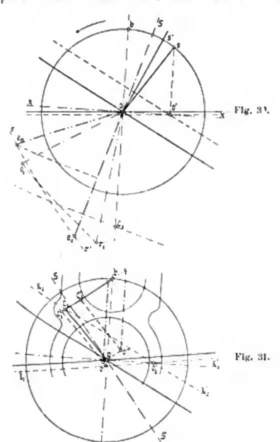


Fig. 30.

Fig. 31.

Exzenterhebels mit dem Kulissendrehpunkt zusammen, so daß bei dieser Lage der Steuerung eine Verdrehung der Kulisse keine Veränderung der Lage des Steuerorganes verursacht.

Die Konstruktion der Ersatzexzenter möge nun vorerst so durchgeführt werden, daß o' mit o zusammenfallend vorausgesetzt wird und die durch die exzentrische Lage von o' verursachten Verschiebungen der Bahnellipsen besonders ermittelt werden.

Es ist demnach wie im früheren Fall über ob die Abbildung des Exzenterhebels zu verzeichnen, durch c_1 die Senkrechte auf oS zu ziehen, auf welcher die Endpunkte der Ersatzexzentrizitäten liegen müssen.

Es ist aber hier zu beachten, daß nicht die Kurbel (bezw. Exzenter-) Lage ob, sondern die Lage os dem Beginn der Eröffnung entspricht; um also die Ersatzexzentrizitäten in der dem Voreinströmen entsprechenden Lage zu erhalten, ist die Scheitellinie samt dem Exzenter so zu verdrehen, daß letzteres nach os kommt. Dabei gelangt die Scheitellinie in die Lage $\sigma\sigma'$.

Trägt man von oS in bekannter Weise die halben Eröffnungswinkel für die einzelnen Füllungsgrade ab, so ergeben sich z. B. für die größte und die kleinste Füllung die Ersatzexzenterpunkte e_m und e_0.

(Zumeist wird die Scheitellinie in jener Lage gezeichnet, welche der Totlage der Maschinenkurbel entspricht; hat dabei das Exzenter die Stellung os', so ergibt sich die zugehörige Lage der Scheitellinie durch Verdrehen von $\sigma\sigma'$ nach $\sigma_1\sigma'_1$ um den $\measuredangle\, sos'$.)

Würde keine Verschiebung der Mittelpunkte der Ersatzexzenterkreise eintreten (wäre also bei unserer Annahme, daß o' und o zusammenfällt, die „Ueberdeckung" des Steuerorganes unveränderlich), würde diese Form der Scheitellinie unbrauchbar sein.

Soll aber bei der Exzenterstellung os für jeden Füllungsgrad die Eröffnung beginnen, was ja in Wirklichkeit der Fall ist, so müßte bei unveränderlicher Lage des Mittelpunktes der Ersatzexzenterkreise die „Ueberdeckung" die aus der Figur zu entnehmende Aenderung erfahren, welche durch Projektion der einzelnen Ersatzexzentrizitäten auf oS zu bestimmen ist. Durch diese „Deckungsänderung" kann man sich demnach die tatsächlich eintretende

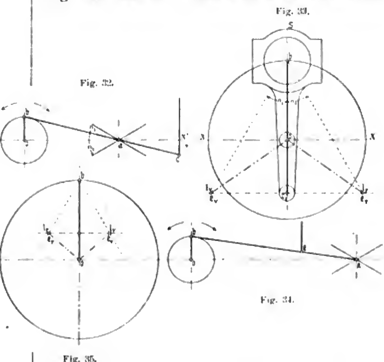


Fig. 33.

Fig. 32.

Fig. 34.

Fig. 35.

Verschiebung des Mittelpunktes der Bahnellipsen ersetzt denken.

Wie leicht einzusehen, ergeben sich bei der vorliegenden Form der Scheitellinie günstigere Eröffnungsverhältnisse als im früher behandelten Fall.

Dabei ist aber zu beachten, daß dies nur für die in Fig. 30 angegebene Drehrichtung der Steuerwelle gilt; würde für dieselbe Lage des Kulissendrehpunktes o' der entgegengesetzte Drehungssinn der Steuerwelle gewählt, würden sich noch ungünstigere Eröffnungsverhältnisse als im früheren Fall ergeben.

Man kann demnach bei Entwurf einer solchen Steuerung auch so vorgehen, daß man von vornherein die Scheitellinie e_0e_m annimmt; der Winkel, welchen e_0e_m mit der auf oS senkrechten Richtung einschließt, muß gleich $\measuredangle\, bos$ sein, wodurch die Exzenterlage os und dadurch o' gegeben ist.

Die Wahl der Exzenterlage os, d. h. des Abstandes oo' ist jedoch nicht ganz willkürlich, da u. a. zu starke Schrägstellungen der Kulisse (d. h. das sogen. „Spießen" der Steuerung) ausgeschlossen sein müssen.

Wird außerdem vom selben Exzenter nicht nur das Einlaßsteuerventil, sondern auch das Auslaßventil derselben Zylinderseite betätigt, so wird für die Wahl der Lage os des Exzenters (welche dem Beginn der Einströmung entspricht) wie bekannt die bei der Auslaßsteuerung zu erzielende Dampfverteilung maßgebend sein.

Wird die Lage des den Auslaß steuernden Punktes am Exzenterring wie in Fig. 21 angegeben (d. h. in die Schubrichtung der Auslaßsteuerstange fallend) gewählt, so wird, wie im Früheren ausgeführt, die Auslaßsteuerung durch die Verdrehung der Kulisse bezw. Füllungsänderung nicht beeinflußt, wenn der (verschobene) Kulissendrehpunkt o'_1 mit dem Mittelpunkt o des Exzenterkreises zusammenfällt; ist letzteres nicht der Fall, liegt also o'_1 ausserhalb

o (Fig. 31), so findet bei Verdrehen der Kulisse (z. B. aus der Lage $k_1 k'_1$ nach $k_2 k'_2$) eine Verschiebung des Mittelpunktes der Bahnellipse des den Auslaß steuernden Punktes und zwar von o' nach o'' statt.

Der Voraussetzung gemäß ist jedoch $o'o''$ (weil bc_1) senkrecht auf oS, d. h. die Verschiebung des Bahnmittelpunktes ist für den Ausschlag längs der Schubrichtung oS unwirksam.

Wird jedoch der den Auslaß steuernde Punkt des Exzenterringes nicht in die Schubrichtung der Auslaßsteuerstange gelegt, steht also bc_1 nicht senkrecht auf oS, so wird die Verschiebung des Bahnmittelpunktes auch eine Verschiebung der Mittellage des Ausschlages längs der Auslaßschubrichtung verursachen, welche Verschiebung auf die Dampfverteilung Einfluß hat und wie im Früheren angegeben zu ermitteln ist.

In den Fig. 33 und 35 ist noch die Bestimmung der Scheitellinie der Ersatzexzentrizität für die *Hackworth*-Umsteuerung der Anordnung nach Fig. 32 und 34 unter Voraussetzung einer stehenden Maschine durchgeführt; da in diesem Fall die Schubrichtung oS der Schieberbewegung senkrecht steht auf der mittleren Schubrichtung xx' des Exzenterhebels, schließen die Strahlen be_v und be_r mit oS dieselben Winkel Ω_1 und Ω_2 ein, welche die zugehörigen Kulissenlagen mit xx' bilden.

Es kann bei Entwurf der Steuerung so vorgegangen werden, daß z. B. die Ersatzexzentrizität und der zugehörige Kulissenausschlag für den größten Füllungsgrad angenommen, und daraus der Halbmesser des Exzenterkreises und das Hebelverhältnis des Exzenterhebels bestimmt wird, was dann empfehlenswert sein wird, wenn große Füllungsgrade (unter Vermeidung zu starker Schränkung der Kulisse) eingestellt werden sollen.

Außer den behandelten lassen sich selbstverständlich noch zahlreiche Steuerungsaufgaben mittels der angegebenen Verfahren lösen, worauf hier nicht weiter eingegangen werden soll.

Als Vorteil des entwickelten Näherungsverfahrens sei noch hervorgehoben, daß die Abweichung der wirklichen Bahnlinie des steuernden Punktes von der näherungsweise bestimmten in jedem Fall leicht beurteilt werden kann.

Die heutige Ziegelindustrie.

Von **Gustav Benfey**, Lauban.

(Fortsetzung von S. 457 d. Bd.)

Bei der ältesten Form der Schneckenmesser, die auch heute noch viel in Gebrauch ist, wird der Ton zunächst nicht geradeaus, sondern an die Wandung des Preßrumpfes gedrückt (Fig. 18), er wird einmal bei a von dem Mantel abgelenkt, dafür aber bei b um so fester gegen ihn gedrückt. Dadurch wird die Fortbewegung eine sehr langsame, die Kraftbeanspruchung eine sehr starke und findet bei b eine starke Abnutzung der Messer statt, die bald kleiner werden und dicke Tonringe im Preßrumpfe stehen lassen. Diesem Fehler begegnete man zunächst durch die Schnecke mit schraubenförmigen Flügeln, die im Gegensatz zu dem früheren, den Ton parallel zur Welle vorwärts schieben. Dadurch wird der Druck auf den Pressenrumpf vermieden und die Presse arbeitet leichter. Ein schwerer Uebelstand bei beiden Ausführungen ist aber der tote Raum im Preßkopf vor dem vorderen Ende der Welle (Fig. 19), welcher verursacht, daß der Ton sich an der Wandfläche des konischen Preßkopfes allmählich zwar verdichtet, in der Mitte aber, wo das Vorwärtsdrücken nicht besteht, einen birnenförmigen hohlen Raum läßt, der sich zwar allmählig verengt, aber zuletzt doch unter Einwirkung der drehenden Scheibenbewegung den bereits erwähnten ∾ förmigen Strukturriß entstehen läßt. Dieser tritt um so stärker auf, je weniger innig der Ton gemischt ist. Dieser Fehler scheint erst völlig durch Anbringung einer sog. Spitzschnecke beseitigt zu sein. Sie wird (Fig. 20) hutartig auf den vorderen Teil der Welle geschoben und erhält vorn einen Kegel, um welchen die beiden Schneckenflügel sich bis zur Kegelspitze herumwinden. Ingenieur *Ad. Francke* in Magdeburg hat diese Neuerung eingeführt und sie gleichzeitig mit einer Schrägstellung der übrigen Messer verknüpft. Sie sind so gestellt, daß sie den Ton vom Pressenrumpf abdrücken, wodurch das Pressen des Tones zwischen Messer und Mantel vermieden wird, die Messer sich nicht so leicht abnutzen und die ganze Presse wesentlich leichter arbeiten soll.

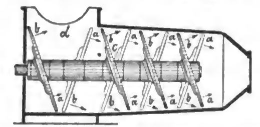


Fig. 18. Aelteste Stellung der Schneckenmesser von Förster & Co.

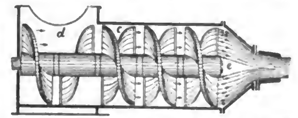
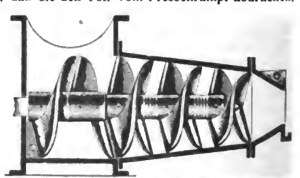


Fig. 19. Neuere Stellung mit schraubenförmigen Messern von Förster & Co.


Fig. 20. Anordnung mit Spitzschnecke und schräge Stellung der Messer von Förster & Co.

Die Ummantelung der Schnecke, den Preßrumpf, wie auch den Preßkopf hat man in den verschiedenartigsten Gestaltungen teils zylindrisch, teils kegelförmig, kurz oder lang ausgeführt. Welche Gestaltung sich am besten eignet, ist eine Streitfrage, die bei den ständig wechselnden Eigenschaften des Tones wohl kaum völlig ausgetragen wird.

Das Mundstück besteht aus einer eisernen oder hölzernen Platte, aus der die gewünschte äußere Gestaltung des Formlings konisch nach der Austrittsöffnung zu ausge-

schnitten ist. Diese Platte ist mit Schrauben an dem vorderen Rahmen des Preßkopfes befestigt und muß zum Auswechseln oder Reinigen rasch entfernt werden können. Die Stärke der Platte richtet sich nach dem zu verarbeitenden Tonmaterial, der Ausschnitt ist mit einer Blecheinfassung versehen, die bei Mundstücken mit Wasserzuführung derart schuppenartig nach innen übereinandergreift, daß das von oben unter Druck eintretende durch Kanälchen zwischen Blecheinfassung und Platte geführte Wasser zwischen Blech und Strang austreten und letzteren beim Ausgleiten unterstützen und glätten kann (Fig. 21). Sollen Lochziegel, d. h. Ziegel mit durch den ganzen Strang gehenden Hohlräumen hergestellt werden, so ragen in das Innere des Ausschnittes, ebenfalls konisch gestaltete, Dorne hinein, die mit Bügel an die Innenseite der Mundstückplatte durch Verschraubung befestigt sind. Die Verteilung dieser Dorne im Querschnitt der Austrittsöffnung muß eine möglichst gleichmäßige sein, damit der Ton an allen Teilen in gleicher Stärke heraustritt, sonst zeigen sich Spannungen im Querschnitt des Formlings, die leicht Risse beim Trocknen und Brennen verursachen.

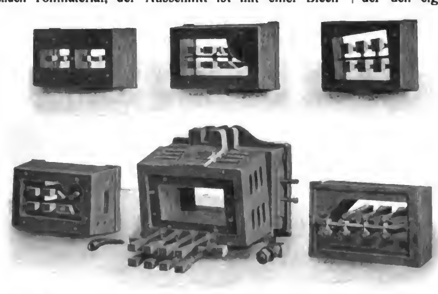


Fig. 21. Mundstücke, zweiteilig, mit auswechselbaren Schuppen und auswechselbaren Einsätzen für alle Voll- und Hohlsteinformen von Raupach.

Die Abschneidetische sind je nach ihrer Bestimmung verschiedenartig gestaltet. Wir unterscheiden Vertikal- und Bogenschneider, Vor- und Nachschneider. Der einfachste Abschneider ist der Vorschneider, dazu bestimmt, die Formlinge lediglich zur weiteren Behandlung vom Strang abzutrennen, ohne weitere Rücksicht auf genaues Maß, das ihm durch Nachschneiden mit der Hand oder dem Nachschneider gegeben wird. Er besteht aus einem Bügel, der in einem Punkt am Tisch seitwärts des austretenden Stranges drehbar beweglich ist. An der offenen Seite des Bügels ist ein Draht zum Durchschneiden des Stranges gespannt.

Allgemeine Anwendung zur Zerlegung des Stranges auf richtige Größe der einzelnen Formlinge hat der sogen. Universalabschneider gefunden, den die Firma *Gebr. Sachsenberg* in Roßlau a. E. (Fig. 22) zuerst gebaut und eingeführt hat. Er besteht aus zwei Hauptteilen, einem festen Gestell und einen auf diesem beweglichen Wagen, der den eigentlichen Abschneideapparat trägt. Auf dem erhöhten Ende des Gestells befinden sich einige festgelagerte Walzen, die dem austretenden Strange seine erste Unterstützung geben; der übrige Teil, um die Höhe des beweglichen Wagens tiefer liegend, bildet die zwei Schienen für den Wagen, der mit Rollen neuerdings auch mit Filz überzogenen Schuppenblechen belegt ist. An diesem Wagen befindet sich der eigentliche Abschneider, der aus einem nach dem Mundstück zu offenen Rahmen besteht, in dem miteinander parallel, aber senkrecht zur Bewegungsrichtung des Stranges Drähte gespannt sind, in Entfernungen, die genau dem Maße des durchzuschneidenden Formlings entsprechen. Am Ende des Wagens befindet sich eine Klappe, die im Ruhezustand aufrecht steht und den Gegendruck gegen den Strang bildet; sie klappt jedoch nach auswärts um, sobald der Abschneiderahmen auf den Wagen niedergedrückt ist. Dort, wo die Drähte beim Niederdrücken des Rahmens in die Ebene der Rollen kommen, befinden sich schmale Stahlplatten, so eng aneinander gestellt, daß der einzelne Draht gerade hindurchgleiten kann. Sie sind derart beweglich angeordnet, daß sie sich bei diesem Durchgehen nach oben fest gegen die Unterseite des Stranges andrücken, wodurch ein Ausbrechen von Ton beim Austreten der Drähte aus dem Strange verhindert ist. Mit dem Hochheben des Abschneiderahmens treten jene Stahlplatten wieder in ihre frühere tiefere Lage zurück. Die Tätigkeit des Universalabschneiders ist demnach die folgende: Der aus dem Mundstück tretende Strang bewegt sich über die Rollen des festen Gestells und des dicht an dasselbe geschobenen Wagens, bis er die Klappe be-

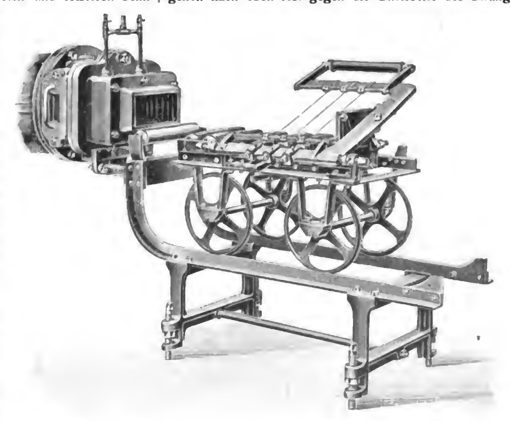


Fig. 22. Universal-Abschneideapparat von Sachsenberg.

rührt, ist das erreicht, so bewirkt der Gegendruck der Klappe, daß der Wagen sich vorwärts bewegt, und wird nun durch Niederdrücken des Rahmens der Strang beim Vorwärtsbewegen in so viel Teile zerlegt, als Drähte in den Rahmen eingespannt sind, meist zwei. Ist diese Trennung bewirkt, so wird der Wagen nach außen hin geschoben, wobei genügend Raum zwischen den abgetrennten Teilen entsteht, um die Formlinge zu entfernen, worauf der Schneiderahmen wieder gehoben und der Wagen wieder zurückgeschoben wird. Bei diesem Abschneidetisch ist die Bewegung des Schneiderahmens eine bogenförmige, daher die Bezeichnung „Bogenschneider", gegenüber dem weniger verbreiteten Vertikalschneider, von dem die Konstruktion nur so abweicht, daß der Schnitt von oben erfolgt, der Draht sich also nur senkrecht auf und nieder bewegt.

Während nun bei diesen Abschneidetischen der Eintritt des Drahtes in den Strang glatt erfolgt, reißt der austretende Draht jedesmal Tonteilchen mit sich, wodurch diese Fläche des Formlings unansehnlich wird, was bei



Fig. 23. Nachschneideapparat (Hielscher) von Raupach.

mancher Ware, besonders bei Verblendziegeln, auf die ich noch zu sprechen kommen, gern vermieden wird. Außerdem legt man bei den gleichen Verblendziegeln besonderen Wert auf einen äußerst genauen Schnitt und äußerst genaues Maß, was bei den geschilderten Abschneidern im Massenbetriebe nicht immer nach Wunsch erreicht werden kann. Für diesen Fall gestaltet man den Abschneidetisch derart um, daß dem austretenden Draht ein vorher in entgegengesetzter Richtung antretender Draht glatte Bahnen schafft, wie bei dem Abschneidetisch der *Helmstedter Tonwerke*, oder man verwendet die schon erwähnten Nachschneidetische, unter denen derjenige von *Hielscher*, Siegersdorf, die meiste Verbreitung gefunden hat. Bei ihm (Fig. 23) wird das durch einen Vorschneider abgetrennte Strangstück in eine rechtwinklige Platte gelegt und diese dann den vorgespannten Drähten entgegengeführt. Hierbei verhindert die dicht anliegende Platte das Ausreißen von Tonteilchen beim Austreten des Drahtes.

Eine wesentlich andere Entwicklung hat die Strangpresse für ununterbrochenen Betrieb in den Vereinigten Staaten von Nordamerika genommen, die sich schon darin ausdrückt, daß die Höchstleistung der in Europa verwendeten Pressen wenig über 50000 Ziegel im Tage beträgt, während drüben heute Pressen mit einer Leistung von 250000 Stück Ziegel in gleicher Zeit nicht ungewöhnlich sind. Diese gegensätzliche Entwicklung beruht auf Verhältnissen, die hüben wie drüben wesentlich verschieden sind. Das fieberhafte Wachstum bestehender wie neu entstehender Städte verlangte sofortige Lieferung von Milliarden Ziegel, die nur eine kapitalkräftige Hand erzeugen und liefern konnte. Sie konnte die Maschinen dazu nicht kräftig, nicht leistungsfähig genug bekommen und sparte dafür nicht an Geld, wie an Antriebskraft, die Hauptsache war ja rasch zu liefern und dadurch erhöhte Preise zu erzielen. Der Gegensatz gegen unsere sich langsam durch Jahrhunderte entwickelnden Verhältnisse ergibt sich dadurch von selbst. Dann wurde jene Strangpresse nur zur Herstellung gewöhnlicher Ziegel gebaut, konnte deshalb von vornherein so eingerichtet worden, daß sie alle Arbeit der Vorbereitung dazu allein besorgte, höchstens entfernten vorgelegte Steinaussonderungswalzwerke gröbere Verunreinigungen.

Die Einführung der Strangpresse ist in Amerika sehr neuen Datums, z. B. kannte man bis zum Jahre 1879 in den Ziegeleien um Chicago nur Handstrichziegel oder höchstens die schon früher geschilderten Handstrichpressen. Erst im genannten Jahre wurde die erste Strangpresse von der Chicagoer Firma *Purington & Kimhall* aufgestellt. Der Ton wird mit jenen Pressen bedeutend steifer als auf unseren Pressen verarbeitet, so daß man fünf bis sechs frisch gepreßter Formlinge sofort aufeinander stellen kann, ohne eine Deformierung der unteren Formlinge zu befürchten. Die *Chambers Brothers Company* in Philadelphia war die erste Firma, die in Amerika Ziegelmaschinen jener Art herstellte und gehört auch heute noch zu den ersten und bedeutendsten Anfertigern, weshalb wir uns hauptsächlich an die Beschreibung von deren Pressen halten wollen. Der Ton wird ihnen meist vom Tonlager unmittelbar zugeführt und roh gemischt und gemagert durch einen Trichter in den Tonschneider der Presse geworfen (Fig. 24), wobei gleichzeitig ein Wasserstrahl die Anfeuchtung zur Verwandlung in die plastische Aufschließung besorgt. Der Tonschneider besteht aus einem kräftigen, gußeisernen konischen Gehäuse, in dem sich eine Welle mit spiralförmig eingesetzten Stahlmessern dreht, die den Ton, den sie durchschneiden, vorwärts bewegen. Die Welle ist ziemlich stark, glatt abgedreht und die Messer in der Welle so tief eingesetzt (Fig. 25), daß die vorderen unteren Ecken, wie die Rücken des Messers

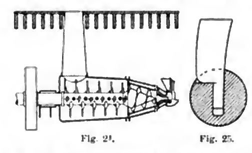


Fig. 24. Fig. 25.

Fig 24. Amerikanische Strangpresse.
Fig. 25. Messerstellung der amerikanischen Ziegelpresse.

über dem Hals in der Welle unter der Peripherie derselben liegen. Durch diese Anordnung können die Messer sich weder verdrehen noch abbrechen, falls sie lose werden sollten. Ferner, da die Welle glatt ist und kein Hindernis bietet, so gleitet der Ton frei auf ihr entlang und wird bis zur Welle herab von den Messern zerschnitten und vorwärts bewegt, so daß Tonknoten, Wurzeln oder Steine keinen Raum finden, sich zwischen Messer und Welle fest-

zusetzen. Am Ende der Messerwelle befindet sich der Formgeber als eine kegelförmige Schraube von gehärtetem Eisen, die sich in einem entsprechend gestalteten Gehäuse dreht, dessen Innenseite mit Längsrippen versehen ist, damit der Ton sich nicht in demselben entgegen der Schraubenrichtung drehen kann. Das Gehäuse ist in doppelter Wandung ausgeführt, in den Zwischenraum der Wandungen wird Dampf eingelassen, der durch seine heizende Wirkung das Gleiten des Tones erleichtert und an Kraft spart. Der Formgeber liefert den gründlich durchgearbeiteten Ton an das Mundstück ab.

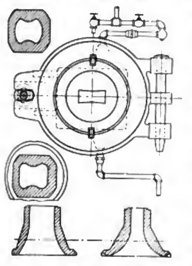


Fig. 26. Versetzplatte und Mundstücke der amerikanischen Ziegelpresse.

Fig. 26 zeigt das Mundstück mit seinem Heizapparat vom Formgeber aus gesehen, ebenso zwei Quer- und zwei Längsschnitte durch das Mundstück, welches im Innern nach dem Grundsatze, daß plastische Materialien mit Druck dem Gesetz der Flüssigkeiten folgen, gestaltet ist. Zur näheren Erklärung muß voraus geschickt werden, daß der Strang nicht im größten Querschnitt des Ziegels, hochkantig, sondern im kleinsten Querschnitt, flachkantig, heraustritt. Um zu verhindern, daß die Mitte des Tonstranges den Ecken voranläuft, ist das Mundstück im Innern an der Ecke eigenartig gestaltet. Das Mundstück hängt vor dem Formgeber in Scharnieren, so daß es rasch zurückgeschlagen werden kann, wenn Steine hinter dasselbe geraten sind. Der Befestigungsbolzen ist gerade stark genug, um das Mundstück unter normalem Druck festzuhalten, ist der dahinter drängende Ton jedoch zu hart, oder wird zu stark beschickt, so bricht der Bolzen und verhindert dadurch weiteres und größeres Unheil. Der vorderste Teil des Mundstücks, der dem Ziegel die genaue erforderliche Breite und Stärke gibt, ist ein Hartmetallstreifen, der in einigen Minuten herausgenommen und mit wenig Unkosten ersetzt werden kann, um den Ziegel immer genau nach Maß herstellen zu können. Für besonders widerspänstige rauhe oder körnige Tone, die nicht glatt aus dem Mundstück heraustreten wollen, wird letzteres mit einer Vorrichtung versehen, die den Strang auf allen Seiten mit einer dünnen Oelschicht umgiebt und so sein glattes Austreten ermöglichen. Vom Mundstück geht der Strang durch den Besander, der die Oberfläche des Stranges von allen Seiten mit Sand bedeckt, teils um die Ziegel dem Handstrich ähnlicher zu gestalten, teils um ein Zusammenkleben der Formlinge beim Trocknen und Brennen zu vermeiden.

Das Zerteilen des Tonstranges geschieht ausschließlich selbsttätig. Der Tonstrang tritt zunächst auf ein von der Presse bewegtes, wagerecht gelagertes Transportband, das, je nach Bedarf, den Strang oft 50 m weit trägt und unter den automatischen Abschneider bringt. Dieser wird ebenfalls von der Presse aus angetrieben und wird heute sehr verschiedenartig für jeden Querschnitt des Tonstranges hergestellt. Bei einer Art, die viel in Gebrauch ist (Fig. 27), trägt die über den Tonstrang hinaus verlängerte Achse der Riemscheibe sechs oder mehr in gleichmäßiger Entfernung strahlenförmig eingesetzter Gabeln, deren beide Zinken, beiderseits über den darunter laufenden Tonstrang hinausragend, durch einen Abschneidedraht verbunden sind. Die Gabeln drehen sich in der Richtung des Stranges und damit vorwärtsgehend durchschneiden sie ihn. In dem Augenblick, wo sie ihn völlig durchschnitten haben und dabei der Draht seinen tiefsten Punkt erreicht hat, gleitet das Ende des fertigen Formlings auf ein bedeutend schneller gehendes Transportband über, es entsteht zwischen Formling und Strang ein Zwischenraum, in dem der Draht sich wieder erheben und seinen Kreislauf fortsetzen kann. Der Abschneider ist dabei genau nach dem Gange des Tonstranges eingestellt, so daß, wenn letzterer vorwärts geht, ersterer anscheinend schräg schneiden muß, um die senkrechte Schnittfläche zu erzielen. Das erwähnte zweite, schnellergehende Transportband läuft um eine senkrechtstehende Rolle, wodurch der flach auf ihm liegende Ziegel emporgehoben und langsam abgleitend auf ein drittes Transportband hochkant aufgesetzt wird. Von hier aus wird er abgenommen und zu den Trockenräumen geschafft.



Fig. 27. Automatischer Abschneider und Transport der Ziegel bis zur Abnahmestelle.

(Fortsetzung folgt.)

Fortschritte auf dem Gebiete der Funkentelegraphie.

Von Ingenieur **Otto Nairz**, Charlottenburg.

(Fortsetzung von S. 76 d. Bd.)

Die große Bedeutung, welche sich die drahtlose Telegraphie in der kurzen Zeit ihres Bestehens erworben, hat ihren Grund darin, daß in ihr ein Mittel gegeben ist, die Drahttelegraphie dort zu ergänzen, wo man auf Nachrichtenübermittlung sonst verzichten müßte, weil eine Drahtverbindung nicht hergestellt werden kann. Die Zahl

der Stationen ist in beständigem Wachstum begriffen und soll die Zahl 1550 erreicht haben, von denen 641 von der *Gesellschaft für drahtlose Telegraphie* errichtet wurden.

Wenn nun auch den einzelnen Stationsarten zur Vermeidung gegenseitiger Störungen bestimmte Wellenlängen schon gesetzlich vorgeschrieben wurden, so müssen sich doch viele Schiffsstationen mit sehr nahe aneinander liegenden Wellenlängen begnügen. Je größer aber die Dämpfung der Gebe- und Empfangsstationen ist, in desto weiteren Grenzen kann man auch die Wellenlängen in beiden verändern, ohne daß die telegraphischen Zeichen ausbleiben. Das hat, wie jedes Ding, seine Licht- und Schattenseiten. Ist einerseits die richtige Resonanzlage leicht gefunden und sind genaue und scharfe Nachregulierungen, die ein viel besser geschultes Personal erfordern, überflüssig, so müssen andererseits Stationen, die weder mithören, bezw. stören, noch selbst gestört sein wollen, Wellenlängen anwenden, die um fast 10 v. H. auseinander liegen. Hieraus geht hervor, daß, wenn viele Stationen dicht zusammengedrängt sind, ganz erhebliche Wellenunterschiede vorkommen müssen. Bei zehnprozentiger Abstimmschärfe und 10 Stationen muß die längste Welle schon das Doppelte der kürzesten betragen.

Man kann heute wohl sagen, daß sich die Dämpfung des Empfängers kaum mehr besonders verringern läßt. Die Form des Luftleiters ist bereits so getroffen, daß eine weitere Herabsetzung der Strahlungsdämpfung zu geometrischen Gestalten führen würde, die zur Aufnahme der Wellenimpulse des Senders nicht mehr geeignet sind. Die Transformation des Empfängerluftdrahtes auf den geschlossenen Kreis, und dieser selbst, der der geringen Beanspruchung wegen an sich schon sehr wenig gedämpft ist, läßt sich auch kaum mehr verbessern. Es bleibt deshalb nur der Sender selbst, an dem sich noch Reformen anbringen lassen, die derart sein müßten, daß die Gesamtdämpfung des Systems verringert wird. Nur dann erreicht man ein höheres Ansteigen der Schwingungsamplitude im Empfänger, so daß eine größere Reichweite und mit ihr die gewünschte größere Abstimmschärfe erzielt wird. Die gegenwärtige, ziemlich bedeutende Senderdämpfung herabzumindern ist das Bestreben aller jener, denen dieser modernste Zweig der Elektrotechnik am Herzen liegt.

Solange man bei der Funkenerregung bleiben muß, bei der ein bestimmter Energiebetrag bis zur nächsten Aufladung des Kondensators sich selbst überlassen bleibt und in den Schwingungswiderständen langsam verzehrt wird, ist es von ausschlaggebender Bedeutung, die Dämpfungsursachen so klein wie möglich zu halten. Es ist bekanntlich die Funkenstrecke selbst, die den Löwenanteil an verfügbarer Energie verschluckt. Durch die Ueberlagerung des kräftigen, einem geschlossenen Kondensatorkreis von großer Kapazität entsprossenen Schwingungsstromes in der Funkenstrecke, wird der Funkenwiderstand wesentlich herabgesetzt. Trotzdem kommt man wenig unter das Dekrement: $\vartheta = 0{,}1$. Es ist dies der natürliche Logarithmus des Verhältnisses zweier aufeinander folgender Schwingungsamplituden, das durch die Beziehung $\vartheta = \delta T$ mit dem sogen. Dämpfungsfaktor δ der gedämpften Schwingung zusammenhängt, welche der Gleichung

$$A = A_0 \,.\, e^{-\delta t} \sin \omega t$$

entspricht. (A_0 Anfangsamplitude, A Amplitude zur Zeit t,

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \text{ und } \delta = \frac{W}{2L}.$$

T ist hierbei die durch $2\pi\sqrt{CL}$ gegebene Schwingungszeit, deren reziproker Wert $\frac{1}{T} = \nu$, die Frequenz, heißt.)

Bei dem angegebenen Dekrement $\vartheta = 0{,}1$ beträgt aber die Amplitudenabnahme immer noch 10 v. H.

Als vor Jahresfrist die Nachricht kam, daß es dem Dänen *Poulsen* gelungen wäre, ungedämpfte, d. h. kontinuierliche Schwingungen von der in der drahtlosen Telegraphie nötigen Frequenz zu erzeugen, war das Interesse in der wissenschaftlichen Welt außerordentlich groß. Man erwartete nichts Geringeres, als das Ende der Funkentelegraphie, die als mit allen möglichen Mängeln behaftet hingestellt wurde. Die ungedämpften Schwingungen *Poulsen*s, bei denen die f. d. Wechsel verloren gegangene Energie durch den als Umformer tätigen Lichtbogen der Gleichstromquelle entnommen wird, müßten theoretisch eine sehr große Abstimmschärfe bedingen, die nur noch von der Dämpfung des Empfängers abhängt[2]). Letztere kann aber, nicht zuletzt mangels einer Funkenstrecke, wesentlich unter 0,1 liegen. Praktisch wird indessen diese hohe Abstimmschärfe nicht entfernt erreicht, da die Frequenz eines so erregten Systems nicht mehr ausschließlich von der benutzten Kapazität und Selbstinduktion, nach der Formel

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi\sqrt{CL}}$$

abhängt, sondern durch den Lichtbogen, bezw. dessen Länge und Widerstand noch eine Variable hinzukommt. Nach der Veröffentlichung eines Ingenieurs der *Radio-Telegraph Amalgamated Co.*[3]), welche sich mit der technischen Ausgestaltung von *Poulsen*s Erfindung beschäftigt, erzielt man eine Abstimmschärfe von $^1/_2$ v. H. bei geringer Energieentziehung, die natürlich auch nur geringe Reichweiten gestattet. Etwas besser ist die Anordnung der *Gesellschaft für drahtlose Telegraphie*, bei der mehrere Bogen hintereinander geschaltet sind, so daß die Aenderungen eines derselben auf die Gesamtheit nur wenig ausmacht. Im Gegensatz hierzu ist *Poulsen*s Bogen, um auf genügend hohe Spannung zu kommen, sehr lang.

Abgesehen von der also nur theoretisch erreichbaren großen Abstimmschärfe, welche bei einem schwach gedämpften Empfänger ihrer Inkonstanz wegen ein beständiges aus der Resonanz fallen zur Folge hat, haftet den kontinuierlichen Lichtbogenschwingungen noch ein Mangel an, der sie zunächst noch überall dort unverwendbar erscheinen läßt, wo man auf ein selbsttätig niedergeschriebenes Dokument nicht verzichten kann. Es gibt heute noch keinen Wellenanzeiger (Detektor) außer dem Fritter, der das Schreiben gestattet und gerade dieser versagt bei den ungedämpften Schwingungen. Armee und Marine halten aber am Fritter fest, überdies ist es gerade für deren Zwecke nötig, daß mit wenigen, von Laien auszuführenden Griffen ein sicheres Arbeiten eingeleitet werden kann, eine Bedingung, der die Lichtbogenschwingungen heute noch nicht entsprechen.

Der Fritter spricht auf Spannungsamplituden an, d. h. er geht von seinem gewöhnlichen, nichtleitenden Zustand in den leitenden über, der das Passieren eines Relaisstromes gestattet, wenn an seine Klemmen ein bestimmter Spannungsbetrag von etwa 1 — 2 Volt gelegt wird. Er hat hierbei noch den Vorzug vor anderen Detektoren, daß er bis zu seinem Ansprechen die Schwingung nicht dämpft, was man z. B. von der elektrolytischen Zelle nicht sagen kann. Daß letztere trotzdem auf größere Entfernungen anspricht, rührt von ihrer außergewöhnlichen Empfindlichkeit her. Nun ist die Erregungsspannung der Lichtbogenschwingungen von 200—400 Volt rund 100 mal kleiner als beim Funken; kein Wunder, daß die Span-

[2]) D. p. J. 1906, **321**, S. 778.

[3]) *W. Hahnemann*, Zur „Erklärung der sogenannten ungedämpften Schwingungen" und zu den „Beiträgen zur Erzeugung schwach gedämpfter Schwingungen". E. T. Z. 28, 1907, S. 353

nungen im Empfänger trotz der Stetigkeit der Schwingung nicht bis zu der Höhe geschaukelt werden, wie die bei Funkenentladung. Die Energie ist doch dieselbe, ob ein Strom von 100 Amp. bei einer Spannung von 1, oder von 1 Amp. bei 100 Volt verwendet wird. Die Schwingungsamplituden sind aber bei Lichtbogenerregung an und für sich klein und außerordentlich viel kleiner wie die Anfangsamplitude der Funkenschwingung. In integrierenden Detektoren wie z. B. auch im Hitzdrahtamperemeter, ist es nur die Stetigkeit, welche bedeutende Stromstärken anzuzeigen gestattet. Dieses reagiert ja auf den Wärmeeffekt, der bei einem kontinuierlichen Wechselstrom gleich ist $A = J^2 W$, wenn J den Effektivwert und $J_0 = J \cdot \sqrt{2}$ den Maximalwert bei Sinusform bedeuten. Bei gedämpften Schwingungen wird für eine Entladung

$$A = w \int_0^\infty J_t^2 \cdot dt$$

und, wenn man für den Momentanwert des Stromes J_t einsetzt:

$$J_t = J_0 \cdot e^{-\delta t} \cdot \sin \omega t,$$

so erhält man

$$A = w J_0^2 \int_0^\infty e^{-2\delta t} \cdot \sin^2 \omega t \cdot dt = \frac{w J_0^2}{4 \delta \left[1 + \left(\frac{\delta}{\omega}\right)^2\right]}.$$

(Hierin bedeuten w den Gesamtwiderstand, L den Selbst-

Fig. 9. Resonanzspule durch Funkenentladungen erregt.



Fig. 10. Resonanzspule durch den Lichtbogen erregt.

induktionskoeffizienten und $\omega = \frac{2\pi}{T}$, die Winkelgeschwindigkeit des Wechselstromes.) Da ω^2 groß ist gegen δ^2, kann man annähern:

$$A = \frac{J_0^2 w}{4 \delta}.$$

Bei Z-Entladungen i. d. Sekunde, wird A natürlich $Z \times$ so groß. Wenn man also von einer kontinuierlichen und einer gedämpften Schwingung im selben System den gleichen Ausschlag eines Hitzdrahtamperemeters erreichen will, so muß man

$$\frac{w J_u^2}{2} = \frac{w J_g^2 Z}{4 \delta}$$

machen, wenn J_u und J_g den Höchstwert bei ungedämpften, bezw. gedämpften Schwingungen bedeuten. Es verhält sich dann

$$\frac{J_g}{J_u} = \sqrt{\frac{2 \delta}{Z}}.$$

Bei

$$\delta = \frac{\vartheta}{T} = 10^{-1} \cdot 10^6 = 10^5$$

wird, da Z wegen der schlechten Abkühlung der Luft in der Funkenstrecke 100 nicht leicht überschreiten kann,

$$\frac{J_g}{J_u} = \sim 45.$$

Um dieselbe Stromwirkung auszuüben, müssen also die Anfangsamplituden der gedämpften Schwingungen 45 $\times$ so groß sein wie die der ungedämpften. Dies ist für den Strom leicht zu erreichen, kann aber dem Fritter wenig helfen, weil die Spannung, auf die es für denselben ankommt, bei den ungedämpften Schwingungen ebenfalls viel kleiner ist als bei gedämpften, so daß man, solange es nicht gelingt einen anderen Schreibdetektor zu finden, auf den Vorzug, eine geschriebene Depesche zu erhalten, verzichten muß.

Den mittels der hochfrequenten Lichtbogenschwingungen erregten Kreis benutzt *Poulsen* gleichzeitig zur elektrischen Erschütterung der Antenne, die mit demselben entweder direkt oder durch Transformation verbunden ist. Die telegraphischen Zeichen werden durch An- und Abschalten der Antenne mittels eines Tasters gegeben, der



Fig. 11. Intensitätswirkung des elektrischen Feldes der kontinuierlich schwingenden Spule.

so eingerichtet ist, daß als Aequivalent für die Antenne, wenn diese keine Schwingungen aufnehmen soll, ein beliebiges anderes Schwingungssystem (Kreis) angelegt wird, das den Zweck hat, dem Bogen anstelle der Antenne Energie zu entziehen, damit an dessen Schwingungsverhältnissen möglichst wenig geändert wird. Der Bogen fällt sonst leicht aus dem Tritt und müßte erst neuerdings zu Schwingungen angeregt werden, wozu eine Verringerung der Gleichstromstärke genügt. Die Eigenwelle des Luftdrahtes muß natürlich mit jener des erregenden Kreises in Resonanz sein, wenn der Luftdraht das Maximum an Energie aufnehmen soll. Im Empfänger benutzt *Poulsen* den sogen. Tikker, eine Art elektromagnetisch angetriebenen kleinen Unterbrecher, der den Wellenanzeiger intermittierend an den Resonanzkreis legt. Hierdurch hat letzterer den ge-

ringsten Betrag an Dämpfung und seine Schwingung kann sich möglichst hoch schaukeln. Erst dann, wenn dieselbe ihren Höchstwert erreicht hat, legt der relativ langsam arbeitende Tikker das Telephon, eventl. unter Benutzung eines Kondensators, an die Belegungen des im Resonanzkreis befindlichen Kondensators, so daß dem in diesem enthaltenen Energiebetrag ein bequemer Weg zum Ausgleich geboten ist. Das Telephon gibt dadurch einen der Unterbrecherzahl entsprechenden Ton, dessen Dauer mit den Morsezeichen übereinstimmt.

Den Unterschied in der Spannungssteigerung bei gedämpften und ungedämpften Schwingungen zeigen die Fig. 9, 10 u. 11. In allen Fällen wurde eine abgestimmte Spule an den Schwingungskreis geschaltet, welche also durch die Wechselspannung am Kondensator desselben zum Mitschwingen angeregt wird. In ihr erfolgt die bekannte Spannnungssteigerung, die am freien Spulenende das Austreten der hochgespannten Elektrizität in einer Büschelentladung gestattet. Während in Fig. 9 bei 100 Funkenentladungen i. d. Sekunde und allerdings einem Aufwand von 3 KW 1 m lange Strahlen zutage treten, sind dieselben bei 1,5 KW Erregung mittels kontinuierlicher Schwingungen nur unscheinbar. Dafür sind diese aber flammenartig und nicht schwächlich und von blaßblauer Farbe. Eine über der Spule isoliert angebrachte Metallkugel (Fig. 10) gerät unter dem Einfluß des starken elektrischen Feldes derselben in erzwungene Schwingungen, von deren Mächtigkeit der aus der Kugel gezogene Lichtbogen spricht. Freilich nimmt das Feld rasch mit der Entfernung ab, sonst könnte nicht in zwei Menschen, welche in verschieden großem Abstand von der Spule stehen, die induzierte Spannung den Lichtbogen von Fig. 11 hervorbringen.

Wenn man sich mit Hören begnügt, so ist das Empfangen ungedämpfter Schwingungen allerdings einfach. Es genügt dann die Einfügung des sogen. Tikkers in den Empfangskreis, der durch ein Uhrwerk oder durch einen elektromagnetischen Unterbrecher nach Art eines *Neef-Wagner*schen Hammers den Kreis viele Male i. d. Sekunde unterbricht, so daß die in demselben vorhandene Schwingungsenergie einem Telephon zugeführt wird.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber Preßluft-Ausrüstungen.

Von Ingenieur **H. Grimmer.**

(Fortsetzung von S. 459 d. Bd.

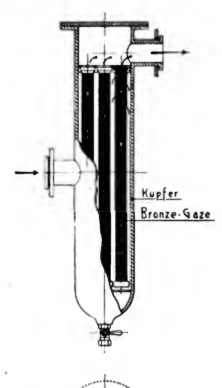
Wenn die Luft auch vor dem Ansaugen durch den Kompressor von den mitgerissenen Verunreinigungen gereinigt worden ist, so führt die abgehende Preßluft doch eine gewisse Menge Wasser und Schmieröl mit sich. Die Feuchtigkeit der Luft ruft an den Leitungsrohrwänden die Bildung von Zunder hervor, wodurch die Werkzeuge leicht verschmutzt werden und einem schnelleren Verschleiß ausgesetzt sind. Ferner entstehen dadurch die störenden und die Werkzeuge schädigenden Wasserschläge. Das mitgeführte Oel aber greift bei Verwendung von Gummischläuchen die innere Gummischicht an und führt eine rasche Zerstörung derselben herbei.

Fig. 8. Preßluftfilter von Oetling.

Um diese Uebelstände zu beseitigen, baut die Firma *Oetling* zwischen das Abschlußorgan der Abzweigleitung und den Schlauchanschluß ein Bürstenfilter nach Fig. 8 ein. Dasselbe besteht aus einem Zylinder *A*, in den die Bürste *B* eingesetzt ist. Die bei *C* eintretende Preßluft geht durch die Bürste hindurch und setzt hier den mitgeführten Zunder und Staub ab. Wasser und Schlamm sammeln sich im Raum *E*, von wo das Gemisch durch einen Ablaßhahn abgezogen werden kann. Der Austritt der gereinigten Luft zur Verwendungsstelle erfolgt bei *D*.

Der Apparat kann in wenigen Minuten auseinandergenommen und gereinigt werden. Die schmutzige Bürste wird am besten in heißem Sodawasser gewaschen. Dieselbe ist vor dem Einsetzen in das Filtergehäuse ganz wenig mit dickem Zylinderöl zu bestreichen, so daß die Borsten nicht zusammenkleben.

Bei dem in Fig. 9 dargestellten Oel- und Wasserabscheider der Firma *Fuchssteiner & Froning* in Dortmund-Körne durchdringt die Preßluft von außen nach innen Schlauchwände aus Bronzegase, deren Anzahl je nach der Leistung verschieden ist. Der Druckverlust durch den



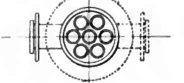


Fig. 9. Oel- und Wasserabscheider für Preßluft von Fuchssteiner & Froning.

Einbau eines solchen Abscheiders in die Preßluftleitung beträgt etwa $^1/_{1000}$ at.

Um bei längeren Leitungen den Spannungsabfall

kontrollieren zu können, ist es zweckmäßig, an den Filtern ein Manometer anzubringen.

Fig. 10 zeigt ein Staubfilter der *Internationalen Preßluft- und Elektrizitäts-Ges. m. b. H.*, Berlin, das zum Einschalten in die Rohrleitung bestimmt ist und mit $^3/_4$", 1" und $1^1/_4$" Gasgewinde hergestellt wird. Das Filtertuch, ein dichtmaschiges Gewebe, ist zwischen die beiden Flanschen von 175 mm Durchmesser eingespannt.



Fig. 10.

Die aus dem Kompressor austretende Preßluft wird je nach der Leistung des ersteren in einem Luftbehälter aufgespeichert.

Bei der Beschaffung eines solchen Luftbehälters ist darauf zu achten, daß die Oeffnungen für die Zuführung und die Entnahme der Preßluft nicht direkt nebeneinander liegen. Die Zuführung geschieht am besten in geringer Höhe vom Boden an einer Seite, die Entnahme gegenüber womöglich an der höchsten Stelle.

Dadurch wird erreicht, daß die Luft vom Eintritt bis zum Austritt den längsten Weg zurücklegt und dabei Zeit findet, die beigemengte Oel- und Wassermenge abzuscheiden, welche von Zeit zu Zeit durch einen Ablaßhahn am Boden abgezogen wird.

Die Zu- und Ableitungen müssen am Kessel selbst durch Ventile oder Hähne abgesperrt werden.

An dem Kessel ist ein Sicherheitsventil, sowie zur Kontrolle an geeigneter Stelle ein Manometer anzubringen.

Manche Betriebsleiter suchen die Wirtschaftlichkeit ihrer Anlage dadurch zu erhöhen, daß sie die sonst verloren gehende Wärme des Abdampfes oder der Abgase von Gasmotoren durch die Vorwärmung der Preßluft vor dem Eintritt in die Werkzeuge vorteilhaft ausnutzen. Sie gewinnen dadurch 10—20 v. H. Energie wieder, da durch Erwärmung der Preßluft der Druck ein höherer und damit der Luftverbrauch ein geringerer wird. Außerdem wird

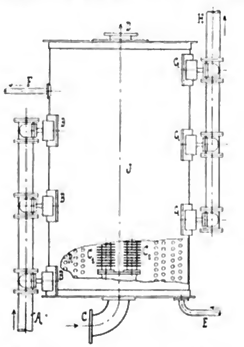


Fig. 11. Preßluftvorwärmer von Oetling.

durch die Vorwärmung dem Einfrieren der Leitungen und feststehenden Werkzeuge und Maschinen vorgebeugt.

In Fig. 11 ist ein solcher Vorwärmer der Firma *Oetling* in Strehla dargestellt.

Die zur Vorwärmung bestimmten Abgase des Gasmotors oder der Abdampf der Dampfmaschine treten durch das Rohr *C* in das Blechgehäuse *J*. Hier verzweigt sich das Rohr *C* in zwei oder mehrere Rippenheizrohre C_1, welche die Abgaswärme an die durch das Rohr *A* und die Verteilungsstutzen *B* eintretende und sie umspülende kalte Preßluft abgeben. Der Austritt der Abgase erfolgt bei *D*.

Zur weiteren Ausnutzung der bei Gasmotoranlagen durch das erforderliche Kühlwasser verloren gehenden Wärme legt man in den freien Raum des Gehäuses *J* mehrere Schlangenrohre *R*, durch welche das bei *E* eintretende warme Abwasser hindurchgeht und bei *F* austritt. Auf diesem Wege gibt das Abwasser den größten Teil seiner Wärme an die vorbeistreichende Preßluft ab.

Durch die Sammelstutzen *G* wird die angewärmte Luft dem Rohr *H* und durch dieses der Verwendungsstelle zugeführt.

Rohrleitungen.

Bei jeder Neuanlage ist den zur Fortleitung der Preßluft dienenden Rohrleitungen ganz besondere Aufmerksamkeit zu schenken.

Vor allen Dingen nehme man die Rohre nicht zu eng, da dort, wo einmal Preßluft verwendet wird, bald nach Inbetriebsetzung der Anlage weitere Anschlüsse gewünscht werden. Sind die Leitungen nun auch noch lang, so wird es sich bald zeigen, daß namentlich den Abzweigstellen an den Enden der Rohrleitung nicht mehr genug Preßluft zuströmt bezw. daß der Druck zum Betriebe dort nicht mehr ausreicht.

Ferner wird es sich im Interesse der Lebensdauer lohnen, wenn verzinkte Rohre zur Verwendung gelangen, da die der Luft stets beigemengte Feuchtigkeit in den rohen Rohren Rost erzeugt.

Bei der Montage ist scharf darauf zu achten, daß die Rohrleitungen stets etwas Gefälle von der Maschine nach den Verbrauchsstellen zu haben.

Zum Ablassen des kondensierten Wassers sind an geeigneten Stellen Ableitungen mit Zapfhähnen anzubringen.

Um Verluste an Preßluft zu vermeiden, müssen die Leitungen vollständig dicht und dabei doch in ihren einzelnen Teilen leicht lösbar sein. Denn sobald sich das Bedürfnis nach neuen Anschlüssen zeigt, müssen dieselben ohne längere Betriebsstörungen hergestellt werden können.

Gewöhnliche Gasrohrleitungen sind wohl am billigsten, erfüllen aber den angegebenen Zweck nicht, da sie im geschlossenen Rohrstrang sehr schwer zu lösen sind. Häufig wird es bei ihnen sogar notwendig, den betr. Rohrteil herauszuschneiden.

Besser eignen sich Flanschenverbindungen, welche leicht zu verlegen, zu verdichten und wieder zu lösen sind. Aber auch sie haben ihre Nachteile, da sie wegen der vorstehenden Flanschen nicht überall montiert werden können. Beim Auseinandernehmen zeigt es sich häufig, daß die Muttern festgerostet sind und abgehauen werden müssen. Die Dichtungen werden oftmals durch den Druck herausgetrieben. Im übrigen muß stets ein großer Vorrat an Dichtungen und Schrauben vorhanden sein.

Um die Nachteile der Muffen- und Flanschenverbindungen zu vermeiden, ihre Vorteile aber auszunutzen, stellt das *Röhrenwerk Zwickau Paul Richter* die in Fig. 12 gezeigte einfache Muffenverbindung her, bei der in der Muffe ein Dichtungsring derart angeordnet ist, daß er in den Gewindegängen der Muffe geführt wird.

Der innere Durchmesser des Dichtungsrings entspricht genau der lichten Weite des Rohres. Diese Verbindung ist sehr leicht zu lösen durch Hinüberdrehen der Muffe, die über den Dichtungsring wegläuft und so das Rohrende freigibt. Auf Wunsch können auch beide Rohrenden mit Langgewinde versehen werden, um die Muffe auf die eine oder andere Seite hinüberschieben zu können.

Einige Formstücke derselben Konstruktion sind in Fig. 13a—13c dargestellt.

Der Vorteil dieser und der folgenden Verbindungen besteht darin, daß die Abdichtung, nicht wie bei den gewöhnlichen Muffenleitungen, durch das strammgehende Gewinde, sondern durch Stirnseitendichtung wie bei eingedrehten Bunden erfolgt. Die Gewindegänge können deshalb sehr leichtgängig sein und es wäre verkehrt, dieselben durch beigepacktes Dichtungsmaterial mitzudichten, da man dann nicht mehr fühlen würde, wann der Dich- sind ein wenig schräg gehalten und zwar derart, daß die Ringe, wenn sie gedrückt werden, nach der Aussparung zu gehen und nicht nach dem inneren Rohrdurchgang.

Diese Anordnung unterstützt auch das Dichtbleiben der Leitungen bei Wärmeschwankungen.

Da die durch die Rohre geleitete Luft bezw. die darin enthaltene Feuchtigkeit infolge der Abdichtung zwischen den Rohrenden mit dem Gewinde nicht in Berührung

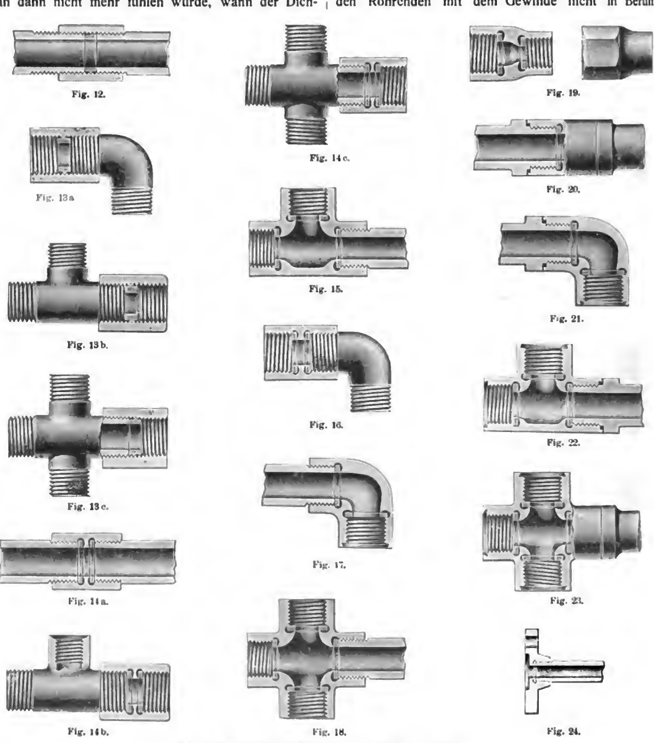


Fig. 12—24. Muffenverbindungen und Dichtungen von Richter.

tungsring an der Stirnseite des Rohres anliegt, und so keine Gewähr für eine sichere Dichtung haben würde.

Für Hochdruckleitungen eignen sich Anordnungen nach Fig. 14—19. Dieselben vereinigen den Vorteil der vom Gewinde unabhängigen Dichtung mit den Vorzügen des Rechts- und Linksgewindes.

Die Muffe hat in der Mitte einen festen Ansatz in Rohrwandstärke; vor dem Ansatz ist von beiden Seiten ein Dichtungsring eingebracht und in einer Aussparung festgehalten. Die Dichtungsringe entsprechen in ihrem inneren Durchmesser der lichten Rohrweite.

Die beiden Flächen, an die sich die Ringe anlegen, kommt, so kann dasselbe nicht festrosten; die Verbindung ist also, weil die Muffe nur auf den nach innen liegenden Gewindegängen der Rohrenden läuft, stets leicht lösbar, selbst wenn von außen der Rost anfressen oder die Muffe ganz verschmutzt sein sollte.

Für besonders schwierige Verhältnisse oder für Leitungen unter der Erde oder dergl. ist die Muffe der zuletzt beschriebenen Rohrverbindung außer durch die Innendichtung auch durch eine Außendichtung durch Gegenbunde vollständig dicht eingebettet (Fig. 20—23). Die nach außen gegen diese Gegenbunde abschließenden Dichtungsringe liegen jeder in einer Einfräsung an den Stirnseiten der Muffen und sind

derart eingebracht, daß sie genau wie die Innendichtung festliegen. Die Außenbunde schützen außerdem das Gewinde des Rohrendes ohne Muffe vor Beschädigung beim

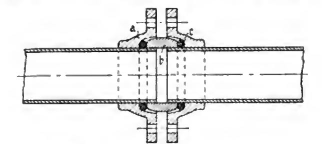


Fig. 25. Elastische Rohrverbindung von Oetling.

Transporte der Rohre. Die Muffen werden entweder außen zylindrisch gefertigt oder mit Sechskant versehen, so daß sie alle mit einem Schlüssel bedient werden können.

Bei den in vorstehendem beschriebenen vier Arten von Rohrverbindungen kommt die sonstige Empfindlichkeit

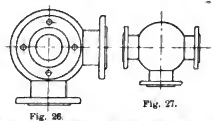


Fig. 26. Fig. 27.
Fig. 26 u. 27. Kugelzweiweg- und Dreiwegstück von Oetling.

der Gewinde nicht mehr in Frage. Bei einer Wiederverwendung ausgebauter alter Rohre können die Gewindegänge einigermaßen schadhaft, verschmutzt oder angerostet sein, sie lassen sich dennoch ohne Nachschneiden in den meisten Fällen wieder zusammenbauen, da das Gewinde leichtgängig ist.

Wenn man ferner im Flansch das Gewinde nicht durchschneidet (Fig. 24), sondern einen Ansatz in Rohrwandstärke stehen läßt und diesen ähnlich wie bei der beschriebenen Muffenverbindung ausbildet und mit Dichtungsring versieht, hat man einen Flansch, der, auf jedes passende Gewinderohr aufgeschraubt, ohne weiteres dicht sitzt.

Lange Erdleitungen verlangen wegen der Bodenbewegungen elastische Rohrverbindungen. In Fig. 25 ist eine derartige Verbindung von *C. Oetling* in Strehla dargestellt. Die auf die Rohrenden aufgeschraubten oder aufgelöteten Flanschen *a* pressen beim Anziehen der Flanschenschrauben je einen Gummiring *c* gegen den Ring *b*. Hierdurch wird vollständige Dichtigkeit erzielt, zugleich aber auch durch die weitere Zusammendrückbarkeit der Gummiringe noch eine gewisse Beweglichkeit ermöglicht.

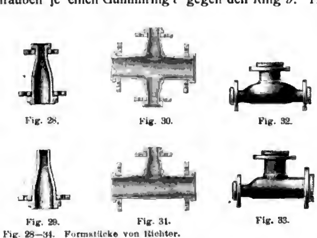


Fig. 28. Fig. 30. Fig. 32.
Fig. 29. Fig. 31. Fig. 33.
Fig. 28—34. Formstücke von Richter.

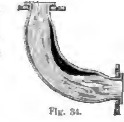


Fig. 34.

Um Spannungsverluste zu vermeiden, ist es zweckmäßig, bei Richtungsänderungen oder Abzweigungen von Leitungen mit unverändertem Querschnitt keine gewöhnlichen Knie- ⊥- und andere Formstücke zu verwenden, sondern nur solche mit erweitertem Querschnitt. Hierzu dienen Kugelzweiweg- oder Dreiweg-Eckstücke (Fig. 26) und Kugel-T-Stücke (Fig. 27). Bei Abzweigung engerer Leitungen soll die Querschnittsabnahme allmählich erfolgen. Einige hierzu geeignete Formstücke sind in Fig. 28—34 dargestellt.

(Fortsetzung folgt.)

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Wattmeter. (*Sack.*) Bei der Neukonstruktion der Präzisionswattmeter der *Siemens & Halske A.-G.* erhielt die Starkstromspule eine rechteckige Form, da auch dann noch in vollkommener Weise Proportionalität zwischen den Zeigerausschlägen und den zu messenden Watt besteht. Bis zu 5 Ampere werden die Spulen aus Kupferdraht hergestellt. Für 25 und mehr Ampere wird sie dagegen aus Rechtecken zusammengesetzt, die aus 0,5 mm dickem Kumpferblech gestanzt sind. Diese Rechtecke werden an einer Stelle aufgeschnitten und die so erhaltenen Enden durch Löten mit den entsprechenden Enden der benachbarten Kupferrechtecke verbunden. Die einzelnen Windungen werden durch Rechtecke aus imprägniertem Japanpapier isoliert. Für größere Stromstärken werden die zu einer Spule gehörigen 32 Rechtecke in Gruppen oder auch alle einander parallel geschaltet. Um den Meßbereich auf das Doppelte erhöhen zu können, ist die Starkstromspule in zwei nebeneinander angeordnete Hälften geteilt, die durch einen Umschalter parallel oder hintereinander geschaltet werden können. Bis zu 25 Ampere dienen Stöpsel, für größere Stromstärken Laschen zu dieser Schaltung.

Neu ist ferner die Lagerung des beweglichen Spulensystems, bei dem an Stelle der bisher üblichen durchgehenden Achse jetzt oben und unten an der Innenseite der Spule Stahlspitzen aufgebunden werden, die in Saphirkernerschrauben des Lagerbockes ruhen. Um die Angaben des Wattmeters von der Dauer des Stromdurchganges und der Temperatur seiner Umgebung vollkommen unabhängig zu machen, hat man vor die bewegliche Spule einen Vorschaltwiderstand aus Material von verschwindend kleinem Temperaturkoeffizienten z. B. Manganindraht, geschaltet und parallel zu beiden Seiten einen Nebenschluß, gleichfalls aus Manganindraht, angeordnet. Ein weiterer, ebenso wie die Einzelwiderstände der Verzweigung passend gewählter Vorschaltwiderstand vervollständigt die Schaltung.

Mit denselben Elementen ist das neue Drehstromwattmeter derselben Firma aufgebaut. Das bewegliche System besteht aus zwei durch ein dünnes Messingröhrchen verbundenen übereinander angeordneten Wattmeterspannungsspulen. Die Stahlspitzen sind an der Innenseite der obersten und untersten Spule aufgebunden. Zum Durchführen des Messingrohres sind die beiden Feldspulen je in zwei Hälften geteilt, die von vorne und von hinten dem im Gestell hängenden beweglichen System genähert und mit Hilfe von Klemmstücken in ihrer Lage festgehalten werden. Da jede Starkstromspule nicht nur auf die zugehörige, sondern auch auf die zweite bewegliche Spule einwirkt, so wird die von *Franke* angegebene Schaltung verwendet,

bei der die gegenseitigen Beeinflussungen aufgehoben werden können. Diese Schaltung besteht darin, daß je eine Klemme der beweglichen Spulen über einen Widerstand an die die Starkstromspulen durchfließenden Phasen angeschlossen werden; ferner werden die freien Klemmen der beweglichen Spulen miteinander verbunden und über einen Widerstand an die dritte Phase angeschlossen. Vorteilhaft ist hierbei, daß zwischen den beiden beweglichen Spulen nur geringe Spannungsunterschiede auftreten, die nur eine leicht herstellbare Isolierung erfordern. Allerdings tritt zwischen den beweglichen und den festen Spulen die volle Spannung auf, so daß bei Spannungen über 2000 Volt die Zeigerablenkung durch Ladungserscheinungen beeinflußt wird. Die Instrumente werden daher für unmittelbare Messungen nur für Spannungen bis zu 750 Volt eingerichtet; für höhere Spannungen wird in jeder Phase ein Spannungstransformator eingeschaltet.

Da die Instrumente keine durchgehende starre Achse besitzen, sind die Lagerspitzen durch die Federung der Spulen gegen Verletzungen geschützt; ebenso springen die Spitzen bei Stößen nicht aus ihren Lagern heraus. Durch eine Reihe von Transportversuchen wurde diese günstige Eigenschaft bestätigt. (Elektrotechnische Zeitschrift 1907, S. 268—271.) *Pr.*

Fahrschalter. (*Fell.*) Der auf den Bahnen des Londoner Grafschaftsrats verwendete Fahrschalter der *British Westinghouse-Company* gestattet Kurzschlußbremsung allein, sowie in Verbindung mit magnetischen Bremsen selbst nach Abschaltung eines Motors. Vier Hintereinander-, vier Parallelfahrstellungen und sieben Bremsstufen dienen zum sanften Anfahren und Bremsen.

Das wasserdichte Gehäuse besitzt elliptischen Querschnitt, damit der Fahrschalter möglichst wenig Platz auf der Plattform einnimmt. Bemerkenswert ist, daß der Schalter nur eine einzige Welle besitzt, auf der die Fahrt- und die Umschaltwalze sitzen. Die Verriegelung zwischen diesen Walzen, durch die die Aenderung der Fahrtrichtung nur in der Nullstellung der Fahrwalze möglich ist, wird einfacher als bei der alten Anordnung mit zwei Wellen. Die Formstücke der Hauptwalze sind aus Gußeisen zweiteilig hergestellt und werden nach dem Umlegen um die isolierte Welle zusammengeschraubt. Sie sind daher leicht auswechselbar. Die zugehörigen Kupferbeläge sind mit auswechselbaren Abbrennstücken versehen.

Die Bauart der Kontaktfinger ist einfach. Letztere besitzen auswechselbare Kupferkontakte, die aus gezogenem Material entsprechend der Fingerbreite von einer Stange mit dem benötigten Querschnitt abgeschnitten werden. Die Anpressungsfedern sind aus Phosphorbronze hergestellt. Die Bewegung der Finger nach dem Herabgleiten von der Kontaktwalze ist durch Anschläge begrenzt, die ohne besondere Werkzeuge von Hand nachgestellt werden können. Das Abschalten eines beschädigten Motors geschieht einfach durch Abklappen zweier Kontaktfinger.

Das Fächerwerk zur Verhinderung des Funkenüberspringens ist zum Herausklappen eingerichtet, um leicht die Kontakte überwachen und auswechseln zu können. Zwei oben und unten angeordnete Spulen dienen zur magnetischen Funkenlöschung.

600 Schalter haben sich in einem Jahr so gut bewährt, daß 300 weitere Wagen damit ausgerüstet werden sollen. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 786—787.) *Pr.*

Dampfkessel.

Der Nutzeffekt gußeiserner Gliederkessel (*Hottinger*) wird zweckmäßigerweise dadurch bestimmt, daß man durch den geheizten Kessel beständig Wasser durchströmen läßt, die Ein- und Austrittstemperatur t_1 und t_2 sowie die Menge Q mißt. Dann ist

$$W = (t_2 - t_1)\, Q$$

die nutzbare Wärme. Die bei vollkommener Verbrennung erzielbare Wärmemenge W_1 ist durch die Menge der verbrannten Kohle und deren Heizwert bestimmt. Der Nutzeffekt des Heizkessels ergibt sich daher zu

$$\eta = \frac{W}{W_1}.$$

Die Versuche wurden durchgeführt an Kesseln der Firma *Gebrüder Sulzer*, Winterthur, unter Verfeuerung von Patentkoks (10000 kg zu 405 frs. frei Kesselhaus) und hatten folgende Ergebnisse:

(Gesundheitsingenieur 1907, Festnummer, S. 43—48.) *Z.*

Versuch		*A*	*B*	*C*	*F*	*G*	*H*
Heizfläche des Kessels	qm	13,1	13,1	13,1	4,46	4,46	4,46
Rostfläche „ „	qm	0,518	0,518	0,518	0,147	0,147	0,147
Dauer des Versuchs	Std.	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
Mittlere Temperatur der Luft vor der Luftklappe	°C	25,6	26,2	25,9	16,1	15,4	15,8
Mittlere Zugstärke	mm Wassersäule	2,5	4,1	0,5	3,5	2,0	1,0
Temperatur der Abgase beim Austritt aus dem Kessel	°C	176,7	310,3	109,4	299,7	171,5	102,7
Mittlerer CO_2-Gehalt der Abgase	v. H.	13,7	15,4	15,2	14.3	13,9	13,5
Mittlere Temperatur des zufließenden Wassers	°C	16,2	16,1	15,6	9,0	9,0	9,0
Mittlere Temperatur des abfließenden Wassers	°C	62,7	91,7	64,3	87,6	66,4	63,7
In der Stunde durchgeflossene Wassermenge	kg	1881,2	1892,0	886,4	727,2	630,0	372,6
Wärmeleistung des Kessels f. d. Stunde u. qm Heizfläche	WE	6677	10919	3295	12810	8102	4563
Koksverbrauch f. d. Stunde und qm Rostfläche	kg	30,2	51,9	12,6	70,6	43,8	21.3
Wärmeleistung des Kessels f. d. Stunde und kg Koks	WE	5598,4	5322,4	6641,3	5506,8	5613,9	6518,8
Heizwert des Koks	WE	7084	7067	7118	6939	6803	7133
Nutzeffekt des Kessels	v. H	79,0	75,2	93,3	79,4	82,5	91,4
Durch die Abgase verlorene Wärme	v. H.	8,1	13,6	4,0	14,7	8,5	4,9
Restverlust (Leitung, Strahlung)		12,9	11,2	2,7	5,9	9,0	3,7

Eisenbahnwesen.

Motorwagen und leichte Lokomotiven. Die österreichische Staatsbahn hat auf der Wiener Vorortslinie Hütteldorf - Heiligenstadt mit Motorwagen, System *De Dion, Turgan, Stoltz, Komarek* und mit zweiachsigen Lokomotiven für einmännige Bedienung (selbsttätige Feuerung) mit Petroleum- und mit Füll-

ofenfeuerung Versuche ausgeführt. Die Hauptangaben über die letzteren enthält untenstehende Tabelle.

Lokomotive mit		Petroleum-feuerung	Füllofen-feuerung
Radstand	m	2,5	2,3
Dienstgewicht	t	21,1	17
Triebraddurchmesser	mm	930	840
Rostfläche	qm	0,65	0,62
Zylinderdurchmesser	mm	230 und 360	220
Hub	mm	430	400
Heizfläche	qm	28,7	29,7
Dampfüberdruck	at	15	2

Die 12,85 km lange Versuchsstrecke besitzt Steigungen von 10—18 ‰. Der kleinste Krümmungshalbmesser beträgt 175 m, die größte Geschwindigkeit 50 km. Das Zuggewicht war 40 t. Die Motorwagen hatten einen, die Lokomotiven zwei Anhängewagen. Für jedes Fahrzeug war die hohe tägliche Mindestleistung von 150 km vorgeschrieben.

Die Probefahrten haben ergeben, daß den gestellten Bedingungen nur der Motorwagen *Komarek* und die Lokomotive mit Petroleumfeuerung entsprochen haben. Nach einer Leistung von 19 150 bezw. 24 400 Zugkilometern befanden sie sich noch in vollkommenem gutem Zustande. Die Kosten für Verbrauchsmaterialien und Instandhaltung sind für das Zugkilometer beim *Komarek*-Wagenzug 17,7 Pfg., für den Zug mit Petroleumlokomotive 17,4 Pfg. Die Gesamtbetriebskosten einschl. Bedienungskosten sind 40 bezw. 30,3 Pfg. Kann aber durch besondere Verkehrsbedingungen die Bedienungsmannschaft für den Motorwagen verringert werden, so ist er wirtschaftlich der Petroleumlokomotive gleichwertig. Siehe auch D. p. J. 1907, S. 255. (Zeitung d. Ver. d. Eisenbahnverw. 1907, S. 592—593.) *W.*

Eisenbeton.

Eisenbetonkuppel. In einem Schulgebäude in Buffalo sind sämtliche Decken und Dächer in Eisenbeton ausgeführt. Besonders bemerkenswert ist die Eisenbetonkuppel über dem Mittelbau. Durch dieselbe ist ein quadratischer Raum von 16,25 m Weite überdeckt, ohne daß eine Stütze innerhalb dieser Fläche erforderlich ist.

In der Vorderfront ruht die Kuppel auf Eisenbetonsäulen auf, welche innerhalb des Mauerwerkes hochgeführt sind. An den übrigen Seiten war eine direkte Unterstützung nicht möglich, so daß 3 Unterzüge gleicher Spannweite erforderlich wurden.

Diese Unterzüge sind fachwerkähnlich konstruiert, jedoch fehlen die Diagonalen; es sind also nur die beiden Gurten und die Vertikalen vorhanden.

Die Höhe der Unterzüge ist 183 cm. Die Gurten haben bei einer Breite von 25 cm eine Höhe von 35 cm, so daß zwischen ihnen eine Fläche von 113 cm Höhe frei bleibt. Die Vertikalen haben bei einer Breite von 25 cm eine nach den Auflagern hin zunehmende Stärke, da die Vertikalkräfte in entsprechender Weise wachsen. Aus demselben Grunde ist die Stellung der Vertikalen in der Nähe der Auflager enger als in Unterzugmitte; ihr Abstand wächst von 90 bis 180 cm.

Sämtliche Fachwerkstäbe haben doppelte Eiseneinlagen erhalten. In den Gurten liegen 10 Rundeisen von 35 mm Durchmesser, in den Vertikalen 4 Rundeisen von 22 oder 25 mm Durchmesser. Außerdem sind Querverbindungen und Bügel in reichlichem Maße vorhanden. Zur Verbindung der Gurten mit den Vertikalen ist ein Teil der Gurteisen unter einen Winkel von 45° in die Vertikalen abgebogen.

Die Endvertikalen je zweier Unterzüge sind gemeinsam und bilden zugleich eine Fortsetzung der die Unterzüge tragenden Eisenbetonsäulen, die in den Ecken der großen Halle untergebracht sind. Diese Säulen haben einen quadratischen Querschnitt von 35 cm Seitenlänge mit 8 Einlagen von Rundeisen von 22 und 25 mm Durchmesser.

Auf dem durch die Unterzüge gebildeten Rahmen ruht die Kuppel auf.

Die Unterzüge tragen senkrecht zu ihrer Länge 8 Rippen, je 2 in einer Entfernung von 6,2 bezw. 6,4 vom Auflager.

Diese Rippen sind bogenförmig ansteigend nach einem Halbmesser von 6,5 m konstruiert. Je zwei derselben schneiden sich im Raum rechtwinkelig in einer Höhe von rd. 3,50 m über der Oberkante der Unterzüge. Die 4 Anfallspunkte der 8 Rippen bilden die Ecken eines oberen rechteckigen Rahmens mit 3,6 und 3,9 m Seitenlänge. Dieser Rahmen ist durch je 2 bogenförmige Rippen gegen die Unterzüge und gegen die Frontmauer abgestützt. Außerdem sind noch von den Eckpunkten des Rahmens nach den Ecksäulen je zweier Unterzüge 4 Diagonalrippen angeordnet. Sie haben elliptische Form, indem ihre Mittellinie die Schnittlinie zweier sich kreuzender kreiszylindrischer Flächen ist. Sämtliche Rippen sind durch 2 parallel zu den Unterzügen laufende Pfettenrahmen derartig verbunden, daß auf jede Platte der dritte Teil der Fläche des Kugeldaches, im Grundriß gemessen, entfällt. Die Pfetten selber tragen die entsprechend der Bogenform der Rippen zylinderisch gekrümmte Dachhaut, während die zwischen dem oberen Rahmen liegende Fläche von 3,6/3,9 m Länge zur Aufnahme eines Oberlichtes frei bleibt. Die Rippen sind 30 cm breit und im Scheitel 70 cm hoch. Die Diagonalrippen sind etwas stärker. Die Eiseneinlagen der Querrippen bestehen aus 4 Rundeisen von 22 bezw. 25 mm Durchmesser, die Diagonalrippen haben 7 Rundeisen von 35 mm Durchmesser. Die Pfetten sind 15 cm breit und 20 cm hoch mit 4 schwächeren Eiseneinlagen. Der Oberlichtrahmen ist 20 cm breit und 70 cm hoch. Durch Einlegen von Bügeln und durch Auf- und Abbiegen der Eisen ist für die Sicherung des Verbundes überall gesorgt.

Die Dachplatte ist 7,5 cm stark und enthält ein Eisennetz von 30 cm Maschenweite mit 6 und 8 mm starken Eisendrähten.

Ueber dieser tragenden Platte ist noch eine 5 cm starke Schlackenbetonschicht angeordnet, auf welcher die Dachziegel aufgenagelt sind.

An den Rippen der Kuppel ist eine Putzdecke aufgehängt. (Zement u. Beton 1907, S. 181—187). Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Lokomotivbau.

3/5 gekuppelte Tenderlokomotive. Die Verwendung von solchen Lokomotiven auf Hauptstrecken ist in neuerer Zeit häufiger geworden, früher wurden sie hauptsächlich auf Nebenbahnen und zum Durchfahren kurzer Strecken verwendet. In ihren Werken zu Derby hat die *Midland Railway Company*, England, für den Dienst auf Hauptstrecken eine solche 3/5 gekuppelte Lokomotive genau nach der Standard Type gebaut. Es sind zwei innenliegende Zylinder mit 465 mm Durchm. und 650 mm Hub vorhanden, sie besitzen eine Neigung von 1 : 8½. Durch Anwendung einer abgeänderten Cartuzzi-Achsbüchse hat die Führungsachse 30 mm seitliches Spiel erhalten. Die zwei letzten Achsen sind zu einem Drehgestell von 135 mm Spiel vereinigt. Kurven mit 80 m Radius können so noch gut durchfahren werden. Diese Lokomotive besitzt besonders große Wasserbehälter, die bis zur Rauchkammer reichen, ein dritter kleinerer, befindet sich über dem Dachgestell. Die Lokomotive fast 10 cbm Wasser 3,5 t Kohlen. Die Wasseraufnahme kann auch während der Fahrt in beiden Richtungen geschehen, mittels eines Y förmigen Rohres zum hinteren Wasserbehälter. Dieser ist durch Röhren von 290 mm Durchm. mit den Seitentendern verbunden. Die Rostfläche beträgt 1,95 qm, die Heizfläche 133 qm, der Dampfüberdruck 12 atm. Das Betriebsgewicht ist 74 t, davon werden und 53 t als Reibungsmittel benutzt. (Engineering 1907, S. 707—708). *W.*

Materialienkunde.

Schmiedbarer Guß (Temperguß) (*Akerlind*) ist durch Kohlenstoffentziehung (Glühen) schmiedbar gemachtes, hartes, weißes

Gußeisen. Er wird in gewissen Zweigen der Industrie, z. B. zum Bau von Wagenteilen und Ackergerätschaften in großen Mengen gebraucht. Das Gußeisen, das Ausgangsmittel zur Herstellung des Tempergusses soll möglichst frei von Schwefel sein und enthält im übrigen als fremde Körper hauptsächlich Kohlenstoff, Silizium, Schwefel, Phosphor und Mangan in bestimmten Mengenverhältnissen, wie überhaupt nur die Mengenverhältnisse dieser Körper im Verein mit den beiden Formen, in welchen der Kohlenstoff auftreten kann, die Unterschiede aller der verschiedenen Eisensorten, wie Gußeisen, Temperguß, Schmiedeeisen, weicher Stahl und Werkzeugstahl ausmachen. Zwischen dem Kern aus grauem Eisen und dem Rand aus weißem Eisen eines gegossenen Wagenrades z. B. besteht allein durch die Verschiedenheit des Kohlenstoffzustandes ein größerer Unterschied als zwischen zwei verschiedenen Metallen wie Zinn und Blei. Der Unterschied ist eine Folge der verschieden schnellen Abkühlung des Eisens, welche den Kohlenstoff im langsam erkaltenden Kern als Graphit zur Ausscheidung gelangen läßt, den Kohlenstoff im Rand dagegen in der harten Verbindung mit dem Eisen behält. Diese Eigentümlichkeit, der wir die ausgedehnte Herstellung gegossener Wagenräder mit hartem Radkranze verdanken, ist auch die Grundlage für die Herstellung schmiedbaren Gusses. Der Prozeß ist 1722 von *Reamur* entdeckt und beschrieben worden und besteht darin, das Gußstück in einer Packung von Walzsinter, Hammerschlag oder oxydischen Eisenerzen, besonders rotes Hämatiterz, längere Zeit zu glühen. Der Kohlenstoffgehalt des Gußstückes verbrennt allmählich unter der Wirkung der sauerstoffhaltigen Packung, indem die Verbrennung von der Oberfläche in das Innere des Gußstückes fortschreitet, und es hinterbleibt ein Kern von Gußeisen, umgeben von einer mehr oder weniger starken Zone schmiedbaren Eisens. Für kleinere Gußstücke verwendet man auch nur Ton oder Sand.

Die Schmelzöfen für schmiedbaren Guß sind gewöhnlich Flammöfen, in denen das Material reiner geschmolzen werden kann als im Kupolofen. Die Beschickung besteht aus Roheisen, Schmiedeeisen, Schrott oder alten Stahlschienen. Von dem geschmolzenen Ofeninhalt werden Proben entnommen und nach schneller Abkühlung zerbrochen, um die erwünschte Abwesenheit von Graphit festzustellen. Die gegossenen Stücke werden je nach Art und Größe sortiert in gußeisernen Kästen mit der Tempermischung verpackt und in die Glühöfen, 2,1 × 2,4 × 3,6 m große Kammern gebracht, in denen Kanäle für den Durchzug der Flammen zwecks gleichmäßiger Erhitzung angebracht sind. Die Temperatur wird während des ganzen Glühprozesses, der etwa 2—6 Tage währt, gleichmäßig auf Kirschrotglut erhalten. Durch Gucklöcher beobachtet man das Auftreten blauer Flammen, die von der Verbrennung des Kohlenstoffes der Gußstücke herrühren.

Die Zugfestigkeit des schmiedbaren Gusses liegt zwischen 2900—3600 $^{kg}/_{qcm}$ und ist doppelt so groß wie die des Gußeisens. Die Verwendung des schmiedbaren Gusses entspricht dem Bestreben, auf Grund seiner größeren Festigkeit gegenüber dem Gußeisen das tote Gewicht der Eisenteile möglichst zu beschränken. Ein Nachteil des schmiedbaren Gusses gegenüber dem Grauguß ist hingegen die größere Neigung zu schwinden, worauf bei der Formgebung besondere Rücksicht genommen werden muß. Die Dicke des Metalls richtet sich im allgemeinen nach dem Gewicht des Stückes. Für kleinere Gußstücke bis 5 kg beträgt sie etwa 6 mm, für 18 kg und mehr etwa 12 mm. (The Foundry 1907, S. 155.) *Ms*

Bücherschau.

Brücken in Eisenbeton. Ein Leitfaden für Schule und Praxis. Von *C. Kersten,* Bauingenieur. Teil I. Platten- und Balkenbrücken. Mit 360 Abb. Berlin 1907. Wilhelm Ernst & Sohn.

Das Buch von *Kersten* über Brücken in Eisenbeton ist das erste elementar gehaltene Spezialwerk über dieses Gebiet.

Zunächst liegt uns der erste Teil, der die Platten- und Balkenbrücken behandelt, vor. In Kürze soll noch ein zweiter Teil über Bogenbrücken folgen.

In einem einleitenden Abschnitt werden die Vor- und Nachteile, die Wasserundurchlässigkeit und Wetterfestigkeit, die Baustoffe und die Berechnung der Beanspruchung der Eisenbetonbrücken behandelt.

Die übrigen Abschnitte enthalten die Beschreibung und Berechnung der verschiedenen Konstruktionsformen.

Mit den einfachen Durchlässen, Ueberdeckungen und Brückentafeln in Eisenbeton bei eisernem Unterbau wird begonnen.

Dann folgen die Balkenbrücken mit obenliegender Fahrbahn, bei welchen die die Fahrbahn tragende Platte mit den Hauptbalken gemeinsam als sogenannter Plattenbalken zur statischen Wirkung kommt, und die Balkenbrücken mit untenliegender Fahrbahn, bei welchen die Fahrbahnplatte die Rolle der Querträger spielt, während die Balken allein als Hauptträger die Belastung übernehmen und auf die Auflager übertragen.

Den Schluß bilden die Balkenbrücken auf mehreren Stützen, deren Pfeiler auch in Eisenbeton ausgeführt sind, und die Fachwerkbrücken.

Das Gebiet der Platten- und Balkenbrücken ist ziemlich erschöpfend behandelt, das Kapitel über Fachwerkbrücken konnte ausführlicher sein. Die Einschalung und Einrüstung der Brücken ist leider nicht mit aufgenommen. Der für die Berechnung von Ingenieurbauten in Eisenbeton wichtige Erlaß der Eisenbahndirektion Berlin von *Labes* ist nur erwähnt. Derselbe mußte wenigstens im Auszuge mitgeteilt und an einem Zahlenbeispiel die Bedeutung der in demselben gestellten Anforderungen erläutert werden, da es sich bereits gezeigt hat, daß der geforderte Nachweis der Betonzugspannungen in den der Einwirkung der Witterung und der Rauchgase besonders ausgesetzten Bauteilen die Querschnittsabmessungen und Kosten ungünstig beeinflußt. Besonders hervorzuheben ist, daß der Stoff in kurzer und klarer Weise behandelt ist. Jeder Abschnitt enthält vollständig durchgerechnete Zahlenbeispiele ausgeführter Konstruktionen, welche teilweise von ersten Unternehmerfirmen zur Verfügung gestellt sind.

Die Abbildungen sind sauber gezeichnet und lassen auch in den Einzelheiten nicht im Stich. Das Buch kann daher Fachleuten und Studierenden bestens empfohlen werden.

Dr.-Ing. *P. Weiske*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Die Wissenschaft. Sammlung naturwissenschaftlicher und mathematischer Monographien. Heft 20. Die Zustandsgleichung der Gase und Flüssigkeiten und die Kontinuitätstheorie von Prof. Dr. *J. P. Kuenen* in Leiden. Mit 9. Abb. Braunschweig, 1907. Friedr. Vieweg & Sohn. Preis geh. M. 6,50, geb. M. 7,10.

Die Herstellung der Dampfkessel von *M. Gerbel,* Behördlich autorisierter Inspektor der *Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungsgesellschaft A.-G.* in Wien. Mit 60 Abb. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geh. M. 2,—.

Das Problem der Schwingungserzeugung mit besonderer Berücksichtigung schneller elektrischer Schwingungen von Dr. *H. Barkhausen,* Assistent am Institut für angewandte Elektrizitätslehre in Göttingen. Mit 47 Abb. Leipzig, 1907. S. Hirzel. Preis geh. M. 4,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 31. Berlin, 3. August 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Neue amtliche Bestimmungen für Eisenbetonbauten.

Der preußische Minister der öffentlichen Arbeiten hat am 24. Mai 1907 Bestimmungen für die Ausführung von Konstruktionen aus Eisenbeton bei Hochbauten erlassen, welche die alten Bestimmungen vom 16. April 1904 sofort außer Kraft setzen.

In den neuen Vorschriften sind die Erfahrungen der letzten Jahre verwertet. Insbesondere sind viele Bestimmungen strenger gefaßt, um den Leichtsinn unerfahrener Konstrukteure und Unternehmer möglichst zu fesseln. Im Interesse einer soliden Entwicklung sind daher die neuen Bestimmungen zu begrüßen, wenngleich der Eisenbetonbau etwas verteuert wird und im einzelnen manche Vorschriften etwas zu streng und für den Unternehmer lästig erscheinen.

Die wichtigsten Veränderungen sind in folgendem zusammengestellt.

I. *Allgemeine Bestimmungen.*

1. Die Betonmasse darf bei warmer und trockner Witterung nicht länger als eine Stunde, bei kühler und nasser Witterung nicht länger als zwei Stunden unverarbeitet liegen bleiben.

2. Die Eiseneinlagen sind vor der Verwendung sorgfältig von Schmutz, Fett, losem Rost und dergl. zu reinigen. Sie sind in die richtige Lage zu bringen und mit besonders feiner Betonmasse dicht zu umkleiden. Unterhalb der Eiseneinlagen muß bei Platten mindestens 1 cm, bei Balken wegen der größeren Stärke der Rundeisen mindestens 2 cm vorhanden sein.

3. Die seitliche Schalung der Balken, die Einschalung der Stützen, sowie der Deckenplatten darf nicht vor acht Tagen, die Unterstützung der Balken nicht vor drei Wochen beseitigt werden. Bei größeren Stützweiten und Querschnittsabmessungen sind die Fristen unter Umständen bis zu sechs Wochen zu verlängern.

4. Der Baupolizeibehörde ist mindestens drei Tage vor Beginn der Arbeiten anzuzeigen:

a) der Beginn der Betonarbeiten behufs Kontrolle der fertigen Einschalungen und Rüstungen,

b) die Fortsetzung der Herstellung von Wänden und Pfeilern in mehrgeschossigen Gebäuden im nächst höheren Geschoß, da die Bauteile im unteren Geschoß genügend erhärtet sein müssen.

c) die beabsichtigte Entfernung der Schalungen und Rüstungen.

Die Abnahme von Probebelastungen, deren Anordnung allein dem Ermessen der Baupolizeibehörde vorbehalten ist, darf erst 45 Tage nach dem Beginn der Erhärtung vorgenommen werden. Hierbei soll die Belastung für 1 qm nicht mehr als

$$q = 0,5\,g + 1,5\,p$$

betragen, so daß die ganze Belastung das eineinhalbfache der rechnungsmäßigen Belastung ist. Bei höherer Nutzlast als 1000 kg/qm können Ermäßigungen bis zur einfachen Nutzlast eintreten. Soll nur ein Streifen des Deckenfeldes belastet werden, so ist die Auflast in der Deckenmitte gleichmäßig auf einen Streifen zu verteilen, dessen Länge gleich der Spannweite und dessen Breite ein Drittel der Spannweite, mindestens aber 1 m ist.

Die Auflast ist hierbei nicht größer als

$$q = g + 2\,p$$

f. d. qm zu nehmen, so daß die ganze Belastung das doppelte der rechnungsmäßigen Belastung beträgt.

In diesen Formeln ist p die Nutzlast und g das Eigengewicht.

Die Festlegung des Alters der zur Verwendung gelangenden Betonmasse und des Mindestabstandes der Eiseneinlagen vom Betonrande ist erwünscht als Abwehr der Pfuscherei. Ebenso sind die Bestimmungen über die Einschalungsdauer, die Anzeigepflicht und die Probebelastungen zu begrüßen.

Die Anzeigepflicht ist für bewährte Eisenbetongeschäfte nur eine Formsache, da die Baupolizeibehörde berechtigt aber nicht verpflichtet ist, Augenscheinstermine abzuhalten. Auch im Falle des Nichterscheinens der Beamten können die Arbeiten begonnen werden.

Die Größe der Probelast ist gegen früher erheblich vermindert worden, um eine Ueberanstrengung des auch nach 45 Tagen noch nicht vollständig leistungsfähigen Eisenbetons zu vermeiden. Auch die Bestimmung, daß ein Streifen aus der Decke zur Vornahme der Probebelastung herausgelöst werden darf, ist weggefallen.

II. *Leitsätze für die statische Berechnung.*

1. Bei über mehrere Stützen weglaufende Platten oder Balken kann das Biegungsmoment in der Mitte zu $^4/_5$ des Wertes angenommen werden, der bei einer auf zwei Stützen aufliegenden Platte vorhanden sein würde; über den Stützen ist das negative Moment so groß wie das Feldmoment bei freier Auflagerung anzunehmen.

Diese Annahme gilt, wenn eine genaue Berechnung der Feld- und Stützmomente nicht angestellt wird. Hierbei darf die rechnerische Annahme des Zusammenhanges über nicht mehr als drei Felder ausgedehnt werden.

Bei Nutzlasten von mehr als 1000 kg ist die Berechnung auch für die ungünstigste Belastung anzustellen.

Bei Anordnung der Eiseneinlagen ist unter allen Umständen die Möglichkeit des Auftretens negativer Momente sorgfältig zu berücksichtigen.

In den bisherigen Bestimmungen fehlten die Vorschriften über die Berücksichtigung der negativen Momente, wenn das Biegungsmoment in der Mitte zu $^4/_5$ des Feld-

momentes bei freier Auflagerung angenommen wurde. Daher konnten bisher unerfahrene Leute an den Auflagern gerade ganz verkehrt konstruieren. Um wirtschaftlich bauen zu können, empfiehlt sich bei größeren Konstruktionen stets die Anwendung der Maximalmomentenformeln, da nach der Faustformel nur die Endfelder angemessen stark, dagegen die Mittelfelder zu stark werden.

2. Bei Plattenbalken darf die Breite des plattenförmigen Teiles von der Balkenmitte ab nach jeder Seite mit nicht mehr als einem Sechstel der Balkenlänge in Rechnung gesetzt werden.

Diese Bestimmung ist etwas genauer gefaßt als in den alten Vorschriften, damit bei Plattenbalken, die nur einseitig eine Platte haben (Endbalken), nicht der dritte Teil der Balkenlänge als Plattenbreite in Rechnung gesetzt werden kann.

3. Ringsum aufliegende, mit sich kreuzenden Eiseneinlagen versehene Platten können bei gleichmäßig verteilter Belastung, wenn ihre größere Länge a weniger als das $1^1/_2$fache ihrer Breite b beträgt, nach der Formel:

$$M = p \cdot \frac{l^2}{12}$$

berechnet werden. Diese Bestimmung ist neu aufgenommen und erleichtert die Anwendung derartiger Konstruktionen.

4. Die rechnungsmäßig sich ergebende Dicke der Platte und der plattenförmigen Teile der Plattenbalken ist überall auf mindestens 8 cm zu bringen.

Bei dünnen Platten ist eine ungenaue Einlage der Eisen verhältnismäßig gefährlicher als bei einer dickeren Platte. Aus Gründen der Sicherheit ist daher diese Vorschrift erwünscht. Freilich läßt sie sich nicht immer durchführen, da z. B. bei Dachkonstruktionen, welche kaum eine Menschenbelastung erhalten, eine geringere Plattenstärke als 8 cm wohl ausführbar ist.

5. Die Spannungen im Querschnitt der auf Biegung beanspruchten Körper sind unter der Annahme zu berechnen, daß sich die Ausdehnungen wie die Abstände von der Nullinie verhalten, und daß die Eiseneinlagen sämtliche Zugkräfte aufzunehmen vermögen.

Bei Bauteilen, die der Witterung, der Nässe, den Rauchgasen und ähnlichen schädlichen Einflüssen ausgesetzt sind, ist außerdem nachzuweisen, daß das Auftreten von Rissen im Beton durch die vom Beton zu leistenden Zugspannungen vermieden wird.

Die Bestimmung über die Berücksichtigung der Betonzugspannungen ist neu und bei der angegebenen Beschränkung angebracht, da im übrigen bei richtiger Konstruktion der Auflager das Auftreten von Zugrissen in der Mitte oder in der Nähe derselben bedeutungslos ist. Die Bestimmung ist in dem Erlasse der *Eisenbahndirektion* Berlin für die Berechnung der Eisenbeton-Ingenieurbauten ebenfalls aufgenommen. Für Hochbauten kommt sie überhaupt sehr selten in Frage.

6. Die Eiseneinlagen sind möglichst so zu gestalten, daß die Verschiebung gegen den Beton schon durch ihre Form verhindert wird. Die Haftspannung ist stets nachzuweisen.

In den alten Bestimmungen war vorgeschrieben, die Haftspannungen rechnerisch nachzuweisen, soweit eine Verschiebung der Eiseneinlagen nicht durch ihre Form verhindert war. Die neue Bestimmung enthält eine sehr wesentliche Erschwerung. Da nur eine Haftspannung von 4,5 kg/qcm zugelassen wird, so tritt bei fast allen Plattenbalkenkonstruktionen die Schwierigkeit auf, mit den gerade durchgehenden, nicht aufgebogenen Eisen dieser Forderung gerecht zu werden. Wenn man durch besondere Formung der Eisen die Verschiebung im Beton verhindern kann, so darf auch eine Konstruktion nicht beanstandet werden, bei welcher die Haftspannung größer ist als 4,5 kg/qcm, da ja im Falle der Zerstörung außer der Haftfähigkeit noch der mechanische Widerstand der Verankerung, welche durch Umbiegen oder Ausspreizen der Enden, Aufnieten von Winkeln und dergl. entsteht, überwunden werden muß. Es muß daher gestattet sein, in irgend einer Weise diese Konstruktionen rechnerisch auszunutzen, weil sonst ihre statische vorteilhafte Anordnung wirtschaftlich ungünstig wird. Es sind weitere Parallelversuche mit gleichen Rundeisen, von denen die eine Hälfte auf irgend eine Weise besonders verankert ist, anzustellen, um die Erhöhung der Bruchlast festzustellen, und hieraus die rechnungsmäßige Ausnutzung der Verankerung zu ermitteln.

7. *Zulässige Spannungen:* Bei den auf Biegung beanspruchten Bauteilen soll die Druckspannung des Betons den sechsten Teil seiner Druckfestigkeit, die Zug- und Druckfestigkeii des Eisens den Betrag von 1000 kg/qcm nicht überschreiten.

Bisher war $^1/_5$ der Druckfestigkeit als Druckspannung des Betons und 1200 kg/qcm als Zugspannung des Eisens zugelassen.

Mit Rücksicht auf die schlecht kontrollierbaren Anfangsspannungen, die sog. remanenten Spannungen infolge bleibender Formänderungen und die häufig auftretenden Beanspruchungen des Betons nach zwei Richtungen scheint die Beanspruchung herabgesetzt worden zu sein. Für die Praxis bedeutet die neue Vorschrift eine nicht unwesentliche Verteuerung, da sowohl die Betonmischungen besser werden müssen, als auch der Eisenquerschnitt größer wird.

Wird die Zugspannung des Betons in Anspruch genommen, so ist als Zugspannung $^2/_3$ der Zugfestigkeit, oder im Falle ihrer Unkenntnis $^1/_{10}$ der Druckfestigkeit zugelassen. Hiernach sind bei einer Druckfestigkeit von 250 kg/qcm nach 28 Tagen, die bei sehr guter Mischung und Arbeit zu erreichen ist, 25 kg/qcm Zugspannung zugelassen. Die tatsächlichen Zugspannungen sind geringer, als die nach der Annäherungsrechnung ermittelten Zahlenwerte. Bei Platten hat die Berücksichtigung der Zugspannungen nur geringe Bedeutung, dagegen werden die meisten Plattenbalken infolge der hohen Lage der Nullinie nicht genügen und erhalten, wenn sie die erforderliche Sicherheit gegen Risse erhalten sollen, einen sehr breiten Steg. Glücklicherweise wird bei Hochbauten diese Bedingung selten zu erfüllen sein.

8. *Rechnungsverfahren und Zahlenbeispiele:* Zu den alten Formeln sind diejenigen für Platten mit doppelter Einlage und für Berücksichtigung der Betonzugspannungen hinzugekommen.

In dankenswerter Weise sind auch direkte Dimensionierungsformeln für die einfache Platte aufgenommen. Als höchste Druckspannung ist hierbei $\sigma_b = 45$ kg/qcm angenommen. Der Eisenquerschnitt wäre besser noch als Funktion der statischen Höhe angegeben. Es ist zu bedauern, daß in den Formeln immer noch der für die statische Berechnung gleichgültige Wert a, d. i. der Abstand der Eiseneinlage von der Zugkante mitgeschleppt wird. Die Zahlenbeispiele sind sehr eingehend vorgeführt, so daß für den Gebrauch in der Praxis für jedes Konstruktionsteil Vorbilder vorhanden ist.

Da das Ministerium für einen einfachen Fall selber Dimensionierungsformeln angibt, so ist zu erwarten, daß es wie bisher auch solche für schwierigere Konstruktionen, wie Plattenbalken und Balken mit doppelten Eiseneinlagen zuläßt.

Für die Entwicklung des Eisenbetonbaues überhaupt ist es ein gutes Zeugnis, daß der Minister schon nach drei Jahren sich veranlaßt sieht, die Vorschriften zu erneuern. Es ist zu erwarten, daß nunmehr das Zutrauen zu den neuen Konstruktionen noch weiter steigen wird und Bauunfälle immer mehr vermieden werden.

Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Die heutige Ziegelindustrie.

Von **Gustav Benfey**, Lauban.

(Fortsetzung von S. 471 d. Bd.)

Zu den Strangpressen mit ununterbrochenem Betriebe gehört auch die Walzenpresse (Fig. 28). Hier wird der Ton nicht durch die Messer einer Welle nochmals auseinandergerissen und gleichzeitig vorgedrückt, sondern gelangt nur zwischen zwei sich in entgegengesetzter Richtung drehende Walzen in einen Preßkopf, aus welchen der Ton durch die stets nachdrängenden Massen in das Mundstück gepreßt wird, um weiter als Strang auszutreten. Die beiden Walzen sind schräg übereinander gelagert, um das Einbringen des Tones zu erleichtern, ihre Stellung zueinander kann durch Stellschrauben geregelt werden. Derartige Pressen eignen sich für fette, steinfreie Tone, sie erzeugen fast strukturfreie Ware.

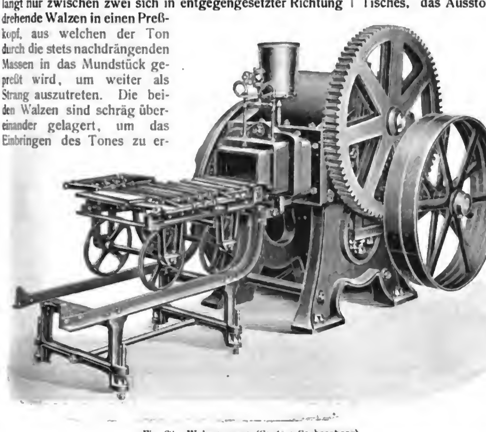


Fig. 28. Walzenpresse (System Sachsenberg).

Die zweite Art Pressen, mit der wir uns zu beschäftigen haben, sind die Halbtrocken- und Trockenpressen, d. h. Pressen, die dazu bestimmt sind, entweder einem etwas angefeuchteten oder einem trockenen Materiale die entsprechende Formung zu geben. Da jedoch das trockene Material immer eine, wenn auch nur geringe Feuchtigkeit haben muß, um sich zu binden, und die Feuchtigkeitsgrenze zwischen halbtrocknem und trocknem Materiale nicht streng gezogen werden kann, auch die jetzt zu besprechenden Pressen hier kaum einen Unterschied machen, so können wir sie gemeinsam behandeln. Zur Pressung von gewöhnlichen Mauerziegeln werden sie nur dort verwendet, wo ein sehr hartes, teilweise steiniges Material verpreßt werden soll, das sich gar nicht oder nur sehr schwer in Wasser zu einem plastischen Körper gestaltet, wie wir es im Westen Deutschlands vorfinden. Die Pressen arbeiten derart, daß der vorzerkleinerte Ton zunächst durch einen Tonscheider gemischt, dann in Formen hineingedrückt wird, in denen ihn dann Stempel weiter zusammenpressen. Die ersten derartigen Pressen stammen aus England, bei ihnen wurden die Formen, welche sich in einem drehbaren Tische befinden, allmählich unter die Austrittsöffnung eines Tonschneiders gebracht, und nachdem sie dort gefüllt waren, weiter nach der Stelle geschoben, wo der Preßstempel den Druck zur Herstellung der Formlinge gab, worauf an anderer Stelle, nach weiterer Drehung des Tisches, das Ausstoßen der fertigen Ziegel durch Druck von unten erfolgt.

Etwas anders arbeiten die Trockenpressen aus der *Dorstener Eisengießerei und Maschinenfabrik* zu Herwest-Dorsten, die in den Provinzen Rheinland-Westfalen heute stark verbreitet sind (Fig. 29). Bei ihnen wird der Druck durch den freien Fall schwerer Stempel hervorgebracht, die zwei bis vier nebeneinander durch drei gegeneinander versetzte Hebedaumen gehoben werden. Hierdurch wird ermöglicht, daß zu jeder Pressung ein dreimaliger Fall von verschiedener Höhe bei jeder Umdrehung der Welle erfolgt. Die Stempel bilden in ihrem unteren Teile Körper von rechteckigem Querschnitt, welche sich nach oben gabeln, um für die Daumen vollen Raum zu schaffen, die hier hindurchgeführt sind. Oben sind die Gabeln durch Querstücke fest verbunden, die nach Erfordernis mehr oder weniger belastet werden können, an ihnen sind die Gußstücke mit den Hebedaumen befestigt.

Die Dicke der Ziegel kann durch entsprechende Verlängerung des Amboß, welcher zum Auffallen des Aushebers dient, geändert werden. Wenn der Stempel zum dritten Male auf das Material gefallen ist und die Ziegel

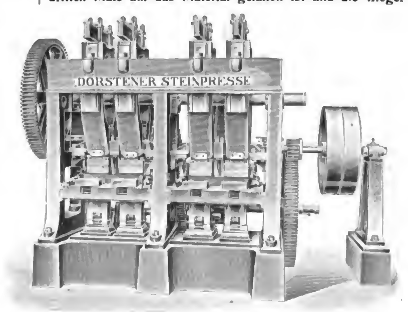


Fig. 29. Trockenpresse (System Dorsten).

damit vollständig und fest gebildet hat, werden letztere durch den Ausheber emporgestoßen und sofort durch die Vorderfläche des mit frischen Materiales gefüllten Schiebers

nach vorn auf die Tischplatte geschoben, um von dort abgenommen, meist unmittelbar dem Ofen zugeführt zu werden. Eine andere gut eingeführte Trockenpresse der *Maschinenfabrik Aktiengesellschaft Tigler* in Meiderich, Rheinland, unterscheidet sich von der vorerwähnten wesentlich dadurch, daß hier die Pressung mittels Doppelkniehebel (Fig. 30) erfolgt. Das zu pressende Material wird einem viermaligen Drucke, der letzte von unten und oben, gleichmäßig ausgesetzt.

Neuerdings hat die Trockenpreßanlage von *C. Czerny* in Brünn viel von sich reden gemacht, die im Nachfolgenden kurz skizziert werden soll. Das zu verarbeitende Material gelangt zunächst in einen Trockenapparat, in dem es durch hoch-

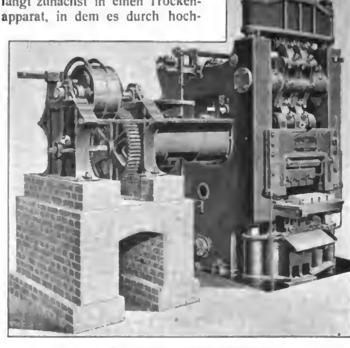


Fig. 30. Trockenpresse (System Tigler).

erhitzte Dämpfe vollständig getrocknet wird, dann durch einen kalten Luftstrom bis auf 30° abgekühlt, gelangt es auf einen Desintegrator, der es zu feinem Pulver gestaltet. Nach erfolgter Absiebung der groben Teile, die nochmals vermahlen werden, wird das Pulver in ein Silo gehoben, von dem es durch einen Trichter in die Trockenpresse fällt, die mit hydraulischem Druck die Pressung der Ziegel besorgt. In wie weit und für welche Materialien sich diese Anlage bewährt, muß erst den weiteren Versuchen überlassen werden.

In bedeutend größerem Maßstabe, als bei uns, ist die Trockenpresse in den Vereinigten Staaten von Nordamerika verbreitet, wo sie fast ausschließlich zur Herstellung von Verblendziegel benutzt wird, während bei uns die Verblendziegel fast nur auf der Strangpresse hergestellt werden. Wir verstehen unter „Verblendziegel“ sorgfältig hergestellte Ziegel von gleichmäßiger Form und ansprechender Farbenreinheit, die zum äußeren Schmucke der Ansichtsflächen von Gebäuden usw. verwendet werden. Während sie bis vor einem Jahrzehnte ein sehr beliebtes Baumaterial bildeten, sind sie seitdem seitens der Architekten recht vernachlässigt worden. Teilweise zog man auch hier den Handstrichziegel seiner rauheren Fläche wegen vor, teils griff man zur Anwendung des Putzes. Die innern Gründe dafür hier zu untersuchen, würde den Rahmen dieser Abhandlung überschreiten, uns kann nur interessieren, daß in den Vereinigten Staaten die auf der Trockenpresse hergestellten Verblender, die durch diese Herstellung ein rauhes, körniges, äußeres Gefüge erhielten, nach wie vor die erste Stelle bei Ausschmückung der Fassaden innehalten, während hier die glatten Ziegel der Strangpresse verschmäht werden, weil sie eben zu glatt sind.

Bei der amerikanischen Trockenpresse findet die Pressung meist durch doppelten Kniehebeldruck statt, in einzelnen Fällen auch durch hydraulischen Druck. Die weitere Ausführung unterscheidet sich wenig von den vorher besprochenen Trockenpressen, so daß eine nähere Besprechung kaum erforderlich ist.

Wie bereits erwähnt, sind zu den Halbtrockenpressen auch Nachpressen zu rechnen, die dazu dienen, die äußere Gestalt der Ziegel zu verbessern, auch Flächenmuster auf sie einzudrücken, was mit der Strangpresse nicht möglich ist. Sie sind je nach ihrem Zwecke sehr verschiedenartig gebaut, meist werden sie mit der Hand angetrieben und sind fahrbar, um nach denjenigen Stellen in den Trockenräumen gefahren zu werden, wo die Formlinge genügend angetrocknet sind, um ihnen die weitere Gestaltung durch die Nachpresse geben zu können. Größere Verwendung finden sie unter den hier zu besprechenden Warengattungen nur bei der Herstellung von Dachziegeln.

Der Dachziegel verlangt zunächst einen fetten, möglichst reinen Ton, da schon kleinere Unreinigkeiten, die in anderer Ware kaum bemerkt werden, hier bei den dünnen Wandungen des Dachziegels durch Absprengen und Ausbrennen Hohlräume entstehen lassen, die eine rasche Verwitterung und damit Zerstörung des Ziegels bewirken. Wir stellen die Dachziegel mit der Hand, mit der Strangpresse und, wie schon bemerkt, mit besonders dazu gebauten Nachpressen her. Mit der Hand, in der Art des schon geschilderten Handstrichs, werden die sog. Biberschwänze angefertigt, das sind flache dünne Platten, die an einem Ende eine flache Rundung oder Spitze und am andern Ende eine Nase zum Aufhängen des Ziegels an die Dachlatte erhalten. Ebenso stellt man die verschiedenen Sorten anderer Dachziegel, wie die holländischen Dachpfannen, die Krempziegel, die Mönch- und Nonnenziegel usw., die nach alten Vorbildern heute wieder in Aufnahme gekommen sind, in Handstrich her und versucht auch allmählich durch geeignete Abschneidetische die Strangpresse dazu heranzuziehen. So wurde ein Abschneider in den Betrieb gebracht, der es ermöglicht, die auf einer kleinen, schnellaufenden Strangpresse hergestellte Biberschwänze in richtiger Weise vom Strange, der im Querschnitt eine Platte mit einem Wulst in der Mitte der Oberfläche zeigt, abzutrennen (Fig. 31). Der gerade Schnitt für die eine und der runde Schnitt für die andere Seite

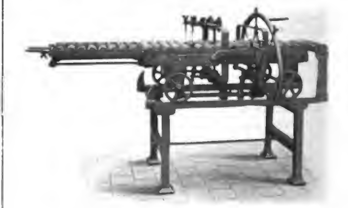


Fig. 31. Dachstein-Abschneideapparat von Raupach.

der Dachziegel werden durch eine Bewegung des Schneidebügels ausgeführt, während der erwähnte Wulst durch einen quergespannten Draht, den ein Hebel rechtzeitig senkt und hebt, so weit abgetrennt wird, daß nur die erwähnte Nase von jenem Wulste übrig bleibt. Das Abnehmen des fertigen Dachziegels vom Abschneidetisch geschieht derart, daß man auf den Ziegel ein Trockenbrettchen legt, den Ziegel damit bis an den am Ende des Tisches befindlichen, umkippbaren Teil schiebt. Während man nun die eine Hand auf

dem Ziegelbrettchen ruhen läßt, kippt man mit der anderen Hand den beweglichen Teil der Tischplatte um und nimmt den Ziegel mitsamt dem Brettchen ab. In ähnlicher Weise stellt man auch die holländischen Dachpfannen und die

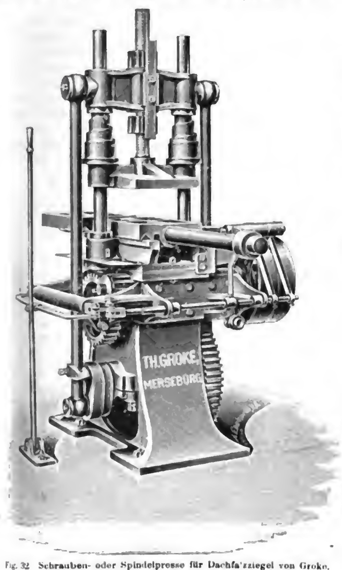


Fig. 32 Schrauben- oder Spindelpresse für Dachfalzziegel von Groke.

Strangfalzziegel auf der Strangpresse her. Dagegen können die eigentlichen Dachfalzziegel nur auf der Nachpresse erzeugt werden. Die Dachfalzziegel haben im Gegensatz zu den Biberschwänzen, den Dachfannen usw., die glatte Ränder zeigen, welche bei der Eindeckung übereinander gelegt werden, um eine Dichtung der Fugen zu erzielen, an allen vier Seiten ein oder mehrere Falze bezw. entsprechende Ueberlappungen, wodurch sie nach allen Seiten in die Nachbarziegel eingreifen und dadurch eine absolut dichte Deckung abgeben. Die Herstellung dieser Dachziegel kann deshalb nur auf einer Nachpresse geschehen und zwar wird zunächst ein Tonblatt, das dem Volumen des künftigen Ziegels entspricht, auf der Strangpresse hergestellt und dann auf die Unterform der Nachpresse gelegt, worauf die Unterform unter die Oberform gebracht wird. Die Oberform bewegt sich dann langsam, nicht schlagend, nach unten und gibt durch Pressung dem Tonkuchen die gewünschte Form. Meist geschieht diese Pressung im zweimaligen Druck, wobei der erste gelindere der im Ton enthaltenen Luft Gelegenheit zum Entweichen geben soll. Die obere Form bewegt sich dann wieder nach oben, die untere Form wird kippend bewegt, wobei der fertiggepreßte Dachziegel auf ein untergelegtes Trockenbrettchen zu liegen kommt. Die beiden Formen werden entweder aus Metall oder aus Gyps hergestellt. Erstere haben den Vorzug, daß sie längere Zeit scharfkantig bleiben, deshalb keiner Erneuerung bedürfen, dagegen lassen sie die Ziegel schwer los und meist nur unter Einwirkung starker Einölung, während die Gypsformen die Ziegel zwar leicht loslassen, aber ihrer starken Abnutzung wegen häufig erneuert werden müssen.

Wir unterscheiden bei diesen Nachpressen die Schlitten- und die Revolverpressen. Erstere sind für kleinere Betriebe und für weniger verwendete Falzziegelarten, wie für Firstziegel. Wir unterscheiden bei den Schlittenpressen je nach der Art wie der Druck der Oberform erzeugt wird, die Schrauben- oder Spindelpressen (Fig. 32), die Kurbelpresse und die Hebeldruckpresse. Bei ersterer Sorte geschieht der Druck mittels einer Schraube oder Spindel, die durch ein mit Handgriffen versehenes Schwungrad in Bewegung gesetzt wird. Am unteren Ende der Spindel hängt die Oberform, welche in seitlichen Führungen auf und nieder geht. Die Unterform ruht auf einem mit ihr fest verbundenen eisernen Schlitten, der auf zwei kurze parallele Schienen läuft. Ist der Ziegel gepreßt, so wird der Schlitten so weit zurückgezogen, daß er über den Schienen auf eine runde Eisenstange gelangt, wo die oben geschilderte Umkippung und damit Ablösung des Ziegels erfolgt. Gleichzeitig wird von der anderen Seite ein zweiter Schlitten mit Unterform und Tonkuchen unter die Oberform zum Pressen geschoben, mit dem nach Pressung in gleicher Weise verfahren wird.

Die Kurbelpresse wie auch die Hebeldruckpresse sind in gleicher Weise gebaut, nur erfolgt bei ersterer der An-

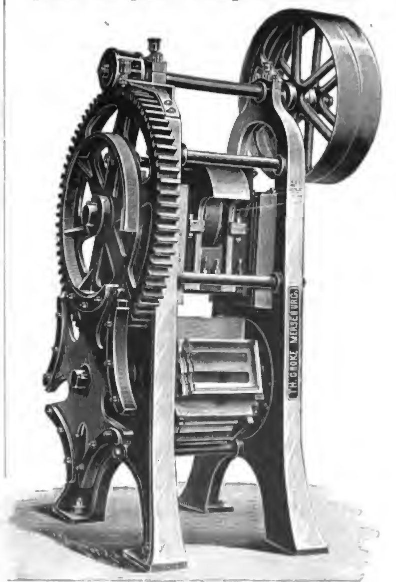


Fig. 33 Revolverpresse von Groke.

trieb der Oberform nicht von oben, sondern von der Seite vermittels einer an einem Schwungrad befindlichen Kurbel, wobei durch Zahnradübersetzungen wiederum eine neue Kurbelwelle angetrieben wird, die das Heben und

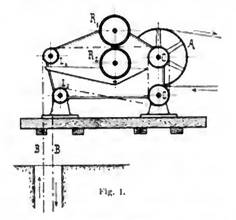
Senken der Oberform bewirkt. Bei der Hebeldruckpresse wird ein Hebel durch mehrfache Uebersetzung in Bewegung gebracht und damit die Auf- und Niederbewegung des Preßstempels.

Für große Betriebe verwendet man allgemein die Revolverpresse, da sie bei geringerer Bedienung eine wesentlich erhöhte Leistungsfähigkeit besitzt (Fig. 33). Anstelle des geschilderten Untergestells mit dem Schlitten sind hier die Unterformen auf die fünf Seiten einer Trommel befestigt, die sich wie das Patronengehäuse eines Revolvers, daher der Name der Presse, dreht. Hier wird der Kuchen auf die dem Oberstempel in schräger Richtung zunächst liegende Unterform gelegt, eine fünftel Drehung der Trommel bringt Kuchen und Unterform unter die Oberform, die Pressung erfolgt, die Oberform bewegt sich wieder nach oben, eine weitere Fünfteldrehung, ein neuer Kuchen mit Unterform liegt unter der Oberform, während auf den fertigen Formling ein Trockenbrettchen gelegt wird. Bei der nächsten Fünfteldrehung liegt die Unterform mit dem fertigen Formling so schräg nach unten, daß die Ablösung des Ziegels erfolgen kann, der dann auf dem Trockenbrettchen ruht und so fortgeschafft wird. Die Drehung und Feststellung der Trommel geschieht heute meist durch eine Kreuzscheibe, das sogen. Maltheserkreuz. Zu dem Zwecke ist an dem großen Stirnrade der Presse ein Ring angegossen, der nicht ganz geschlossen ist. In der Mitte der Aussparung befindet sich ein Stift, der bei jeder Umdrehung in eine der Naben des Kreuzes eingreift, dieses um je $^1/_5$ seines Umfanges in Bewegung setzt und auf der entgegengesetzten Seite der Nabe wieder austritt. Die Bewegungen der Oberform geschehen durch eine Kurbelwelle, wobei sich das Lager in der Mitte der Kurbel, um den verschiedenen Stellungen derselben folgen zu können, in dem Lagerkopfe hin- und herbewegt.

(Fortsetzung folgt.)

Das Förderverfahren von Leinweber.

Das neue Förderverfahren dient zu Flüssigkeitsförderungen aus Tiefbohrungen, insbesondere für Erdöl. Während die bisherigen Einrichtungen nur die Förderung wenig paraffinhaltiger oder paraffinfreier Oele aus nicht zu großen Tiefen in befriedigender Weise gestatteten, soll das Verfahren von *Leinweber* bei Anwendung sehr einfacher Mittel für alle Bohrlöcher und Oelsorten sowie für Wasser und Salzlösungen, ob sandführend oder nicht, geeignet sein.


Fig. 1.

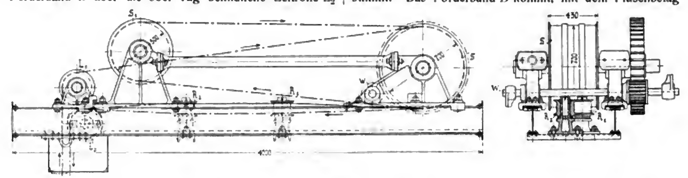
Das Wesen des neuen Verfahrens besteht, wie die schematische Darstellung (Fig. 1) zeigt, darin, daß ein der Bohrlochtiefe entsprechend langes und aufsaugefähiges Förderband B über die ober Tag befindliche Leitrolle L_2 der Maschine bis in den Sumpf des Bohrloches eingelassen wird. Es saugt dort das Fördergut auf und wird dann durch ein Windwerk C mit dem Antrieb A über die Rolle L_1 aufgeholt. Hierbei wird zugleich das Fördergut durch geeignete Vorrichtungen R_1 und R_2 über Tage ausgepreßt und aufgefangen.

Durch Verwendung eines endlosen Förderbandes, zu dessen Aufnahme auch die engsten Bohrlöcher noch genügend lichte Weite besitzen, wird eine ununterbrochene Förderung und große Leistung erzielt.

Das bisher angewendete Förderband besteht aus einem gewöhnlichen Flachseil aus Hanf, wie es für Aufzüge oder bei Fördereinrichtungen auf Bergwerken verwendet wird. Um es stark aufsaugungsfähig zu machen, ist es einseitig mit einer Art Plüsch benäht. Die Breite des Bandes beträgt, den Verhältnissen des Schachtes angepaßt, 90 mm bei 8 mm Stärke, seine Zugfestigkeit 4200 kg. Der Plüschbesatz ist 60 mm breit und 20 mm dick. Ein derartiges Seil soll für Tiefen von 500 m hinreichen. Für tiefere Schächte sollen Flachseile aus Stahldraht zur Anwendung gelangen.

Laboratoriumsversuche mit einem 100 mm breiten Bande ergaben f. d. laufende Meter, je nach dem Flüssigkeitsgrade des Oeles, Leistungen von 0.25—1.1 kg ausgepreßtes Oel. Die Geschwindigkeit des Bandes soll bis zu 5 m i. d. Sekunde betragen können.

Die Ausführung einer Fördereinrichtung für das Petroleumfeld *Kryg* der *Galizischen Karpathen Petroleum A.-G.* zeigt Fig. 2. Die Maschine befindet sich gegenwärtig bei der *A.-G. für Naphtaindustrie* in Boryslaw und ist für den Dauerbetrieb in einem Schacht von 800 m Tiefe bestimmt. Das Förderband B kommt, mit dem Plüschbelag nach oben, über der Rolle L_1 aus dem Bohrloch, geht zu der Scheibe S der Winde, die von der Welle W aus durch ein Rädervorgelege angetrieben wird, und dann zunächst zweimal zwischen den Scheiben S und S_1 hin und her.


Fig. 2.

Schließlich geht es zwischen den beiden Richtrollen R_1 und R_2 hindurch über die Rolle L_2 in den Schacht zurück. An R_2 liegt es mit der plüschbesetzten Seite an, so daß das mitgeführte Oel durch das Eigengewicht des Seiles ausgepreßt wird.

Die Lagerböcke der beiden Scheiben S_1 und S_2 sind mit dem längs durchlaufenden, hohen I-Trägern fest verschraubt und durch zwei Stangen gegeneinander abgestützt. Der Raum zwischen den beiden Trägern ist nach unten durch einen starken Holzboden abgeschlossen und hierdurch ist eine 0,75 m breite Rinne geschaffen, in die das Fördergut zusammenfließt, das aus dem getränkten Förderbande beim Ueberlaufen über die Scheiben abgepreßt wird. In dieser Rinne stehen auch auf U-Eisen aufgeschraubt, die beiden Richtrollen R_1 und R_2.

Versuche mit dieser Maschine, bei denen das aufwärtsgehende Seiltrum mit mehr als 1000 kg belastet war, ergaben, daß das stark ölführende Seil weder glitt noch ruckweise arbeitete, es lief besser als das trockene Seil.

Der erste große Betriebsversuch fand im März d. J. statt. Hierbei wurde aus einem Bohrloch von 210 mm nutzbarer Weite bei 280 m Tiefe gefördert. Der Antrieb erfolgte, da keine Dampfmaschine zur Verfügung stand, von Hand mit einer Höchstgeschwindigkeit von 0,2 m i. d. Sekunde. Das frei herunterhängende Band lief vollkommen glatt und ruhig und zeigte nicht die geringste Neigung zum Verdrehen oder Verseilen der beiden Trumme untereinander; sein Aussehen ließ nicht darauf schließen, daß Streifen an der Bohrwand stattgefunden hatte. Die gemessene Leistung betrug 415 g ausgepreßtes Oel für 1 m Bandweg oder etwa 300 kg i. d. Stunde. Dabei war die Leistungsfähigkeit dadurch wesentlich beeinträchtigt, daß das Seil mangelhaften Besatz führte, naß und zum Teil mit Eis und Schnee bedeckt in das Bohrloch eingelassen werden mußte, und daß das auf der Rückseite des Bandes mitgeführte Oel bei der vorhandenen Anlage in das Bohrloch zurückfloß.

Als besondere Vorzüge des Verfahrens werden unter anderen angeführt, daß es für alle Tiefen, auch über 1500 m hinaus, für alle Bohrlochweiten und auch für sehr dickflüssige, paraffinhaltige Oele sowie in sandführenden Schächten anwendbar ist; ferner die beliebige und leichte Veränderlichkeit der Leistung innerhalb weiter Grenzen durch Aenderung der Bandgeschwindigkeit oder durch Verwendung von Bändern verschiedener Breite und verschiedenartigen Besatzes; Einfachheit des Antriebes und der ganzen Maschine, Leichtigkeit der Instandhaltung und Ausbesserung des Förderbandes, geringer Kraftbedarf, da die Gewichte der beiden Trumme sich gegenseitig ausgleichen, und daher lediglich die Arbeit zur Ueberwindung der geringen Reibungswiderstände und zum Heben der geförderten Oelmenge zu leisten ist.

Rudeloff.

Ueber Preßluft-Ausrüstungen.

Von Ingenieur **H. Grimmer**.

(Fortsetzung von S. 477 d. Bd.

Schläuche.

Zur Verbindung der Rohrleitung mit den Werkzeugen sind in den meisten Betrieben Gummischläuche verschiedener Herstellungsart im Gebrauch. Ihre Dauerhaftigkeit ist besonders bei mangelhaftem Gummi nur gering. Durch das der Preßluft stets beigemengte Oel wird die innere Gummischicht des Schlauches zerstört, sie löst sich von dem sie umgebenden Gewebe ab und gelangt stückweise in die Werkzeuge. Um das Loslösen der inneren Gummischicht zu verhüten, hat man versucht, dieselbe durch ein darüber gelegtes Stoffgeflecht zu schützen. Diese Anordnung hat sich jedoch auf die Dauer nicht bewährt, da die Preßluft niemals ganz trocken ist. Das mitgeführte Wasser setzt sich in dem Geflecht fest und ruft allmählich dessen Vermodern hervor.

Zum Schutze dieser Stoffeinlage hat man über dieselbe noch ein Metallgeflecht angeordnet.

Der Schlauch von *Stubert in St. Johann* enthält ein weitmaschiges Geflecht aus dünnen, flachen und stark verzinkten Eisenbändern.

Obgleich das Eisengeflecht sehr fest gegen die Schlauchwand liegt, wird die Biegsamkeit des Schlauches doch nicht beeinträchtigt.

Chr. Berghöfer & Co. in Cassel gibt seinen Schläuchen (Fig. 35) Innenpanzerung aus einem dichten Geflecht von feinen verzinkten Metallfäden.

Die erwähnten Innenpanzerungen haben den weiteren Vorteil, daß sie die Widerstandsfähigkeit gegen einen inneren Druck und örtliche Verdruckungen bedeutend erhöhen.

Als Schutz gegen äußere Beschädigungen legt dieselbe Firma um die Gummischläuche eine runde oder flache Drahtspirale.

Die flache Spirale ist der runden vorzuziehen, da sie sich fester an die Schläuche anlegt und weniger leicht verschieben läßt.

Fig. 35.

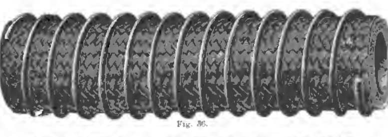


Fig. 36.

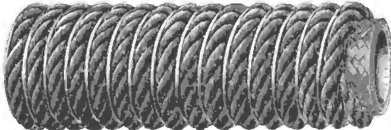


Fig. 37.

Fig. 35–37. Schläuche von Berghöfer & Co.

Vollkommener ist der Schutz ganz besonders gegen Ansengen durch außen umsponnenes Geflecht aus feinen Drähten.

Fig. 36 zeigt einen Schlauch mit Metallpanzer in Verbindung mit einer Spirale. Durch diese Ummantelung wird die Beweglichkeit des Schlauches in keiner Weise beeinträchtigt.

Um bei langen Leitungen im Freien oder im Winter allzu starken Abkühlungen der Preßluft oder gar dem Einfrieren der Schläuche vorzubeugen, umwickelt die genannte Firma die Schläuche mit einer geteerten Kordel und Drahtspirale (Fig. 37).

Veranlaßt durch die leichte Beschädigung der Gummischläuche sowohl von innen wie von außen, ist man zur Einführung von Metallschläuchen übergegangen. Dieselben besitzen neben größerer Leichtigkeit und Beweglichkeit noch den weiteren Vorteil großer Dichtigkeit selbst bei hohem Druck. Ferner sind sie sehr wiederstandsfähig gegen Knicken und äußere Abschürfungen.

Zu ihrer Herstellung wird je nach dem Verwendungszweck ein besonders profiliertes Metallband aus Stahl, Bronze oder Messing und dergl. schraubenförmig aufgerollt, so daß die Ränder dicht aber beweglich über- und ineinander greifen. Die dadurch gebildeten Rinnen sind

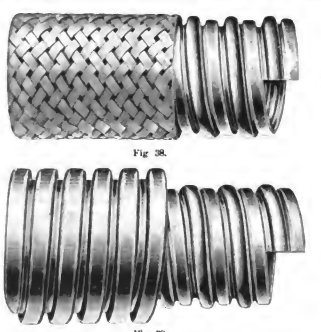


Fig. 38.

Fig. 39.

Fig. 38 und 39. Schläuche der Metallschlauchfabrik Pforzheim.

durch einen Dichtungsfaden ausgefüllt, welcher vollständig von Metall umgeben und so gegen Abnutzung gesichert ist.

Als Dichtung wird je nach dem Verwendungszweck Gummi, oder, wenn es nicht auf große Biegsamkeit ankommt, Asbest verwendet.

Ist die Preßluft sehr ölhaltig, so dürfte die Asbestdichtung der Gummidichtung vorzuziehen sein.

Zur Erhöhung des Widerstandes gegen inneren Druck werden die Metallschläuche von der *Metallschlauchfabrik Pforzheim* mit Umflechtung aus Eisen versehen (s. Fig 38), oder in mehreren Lagen übereinander angeordnet. Fig. 39 zeigt einen doppelten Schlauch für Betriebsdrucke bis zu 30 at.

Etwas abweichend von der Profilierung der zuletzt beschriebenen Metallschläuche sind diejenigen von *P. Poensgen* in Köln und zwar zeigt Fig. 40 einen Schlauch mit Gummidichtung, Fig. 41 einen solchen mit Asbestdichtung.

W. Hensche & Co. in Elberfeld fertigen Schläuche bis 250 at Druck, um großen Widerstand gegen Knicken zu erreichen, indem sie um einen Metallschlauch ohne eingelegten Dichtungsfaden einen Gummimantel herumlegen (Fig. 42).

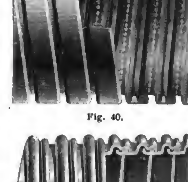


Fig. 40.

Fig. 41.

Fig. 40 u. 41. Schläuche von Poensgen.

Um von jeglicher Gummi- oder sonstigen Dichtung unabhängig zu sein, verwendet man neuerdings die biegsamen Metallrohre D. R. P. 83341 der *Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken Karlsruhe*. Dieselben werden aus nahtlosen Röhren aus Messing oder Tombak durch Einwalzen von schraubenförmig gewundenen Wulsten hergestellt (Fig. 43).

Die Vorteile dieser Rohre bestehen in großer Biegsamkeit, Widerstandsfähigkeit gegen hohen Druck bei geringer Wandstärke und dem dadurch bedingten geringen Gewicht, vor allen Dingen jedoch in der vollkommenen Dichtigkeit.

Wenn Preßluftwerkzeuge für Handbetrieb mit diesen Rohren angeschlossen werden sollen, dürfte es sich immerhin empfehlen, zwischen das Werkzeug und das biegsame Rohr ein kurzes Schlauchende von ungefähr 1 m Länge einzuschalten.

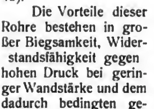


Fig. 42. Schlauch von Hensche & Co

Aehnlich wie die bereits beschriebenen Schlaucharten werden auch die biegsamen Rohre zur Erzielung einer

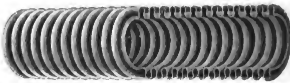


Fig. 43. Schlauch der deutschen Waffen- und Munitionsfabriken Karlsruhe

höheren Widerstandsfähigkeit mit einem Geflecht aus feinem galvanisierten Flachstahl umgeben.

Verbindungsstücke.

Die Verbindung der Preßluftschläuche unter sich bezw. mit den Abzweigungen der Rohrleitung sowie mit den Werkzeugen soll möglichst einfach und rasch hergestellt werden können.

Die meisten Preßluftbetriebe sind heute mit den in Fig. 44 u. 45 dargestellten Kupplungen ausgerüstet. Dieselben bestehen aus zwei gleichen Hälften mit eingelegten Gummiringen *a*, die durch Aneinanderpressen und eine Vierteldrehung nach rechts zusammengekuppelt werden. Hierbei gehen die Ansätze *b* der einen Kupplungshälfte in die Nuten *c* der andern und bleiben nach Beendigung der Vierteldrehung durch den Gegendruck der Gummiringe in den Aussparungen *d* haften.

Neben mannigfachen Vorzügen besitzt diese Kupplung den empfindlichen Mangel, daß die Gummiringe durch das aus dem Kompressor durch die Preßluft mitgerissene Oel sehr schnell angegriffen und zerstört werden.

Schon nach kurzer Verwendungsdauer kann man bemerken, daß die zuerst ausgezeichnet dichtenden Ringe klebrig werden und ihre Form und damit die Dichtigkeit verlieren.

Sehr häufig kommt es auch vor, daß die Ringe von selbst herausfallen oder beim unvorhergesehenen plötzlichen

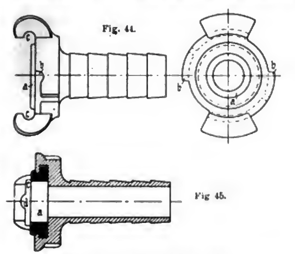


Fig. 44 und 45. Schlauchkupplung.

Lösen der Kupplung durch den Luftstrom herausgeschleudert werden und verloren gehen.

Der Verlust der verhältnismäßig teuren Gummiringe ist gering zu nennen gegen den durch die Undichtigkeit der Kupplung bedingten Verlust an Preßluft sowie den Zeitverlust, der durch das Einsetzen neuer Ringe entsteht.

Fig. 46 stellt eine Kupplung von *Johannes Bork* in Lübeck dar, welche die teueren, besonders zu fertigenden Gummiringe der vorstehend beschriebenen Kupplung zu umgehen sucht. Dafür werden dünne etwa 2 mm starke Dichtungen *a* eingelegt, wozu die auf jedem Werke entstehenden Gummi- oder sonstigen Dichtungsabfälle Verwendung finden können.

Die Kupplung besteht aus zwei gleichen Hälften, deren Klauen *b* beim Schließen die schräglaufenden Leisten *c* der anderen Hälfte umfassen. Durch eine Drehung nach rechts erfolgt durch die Schraubenflächen *c* an vier Stellen gleichzeitig ein gleichmäßiges Anziehen und Zusammenpressen der beiden Kupplungshälften.

Fig. 46. Schlauchkupplung von Bork.

Zum Schutze der Kupplungen für den Preßluftbetrieb in Bergwerken, Steinbrüchen und dergl. werden dieselben von der Firma *Fuchssteiner & Froning* in Dortmund-Cörne mit angegossenen Schutzringen versehen (Fig. 47), wodurch beim Schleifen der Schläuche eine Beschädigung der Nocken ausgeschlossen ist.

Die Schlauchverschraubungen (Fig. 48a u. 48b) bieten den Vorteil, daß sie keine Dichtungsringe erfordern. Sie führen aber ebenfalls zu Arbeitsverzögerungen und Unterbrechungen, da die Gewinde und Dichtungsflächen beim Auffallen auf harte Gegenstände oder beim Schleifen über den Boden sehr leicht beschädigt werden.

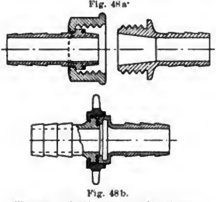


Fig. 48a und 48b. Schlauchkupplungen.

C. Lehmann in St. Johann a. Saar verwendet zum Schutze der Gewinde und der Dichtungsflächen gegen äußere Beschädigungen eine Schutzglocke nach Fig. 49a und 49b mit Außen- oder Innengewinde. Fig. 50 zeigt eine geschlossene Verschraubung für Gummischlauchanschluß. Zum Uebergang eines weiten Schlauches zu einem engen dienen Verschraubungen mit einem Reduktionsstück.

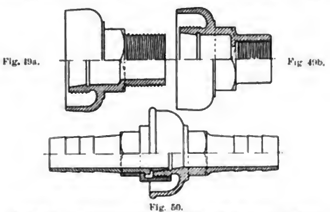


Fig. 49a–50. Schlauchkupplungen mit Schutzglocke von Lehmann.

Um den Anforderungen eines besonders rauhen Betriebes zu genügen, wird die Kupplung von *Lehmann & Co.* nach Fig. 51 verstärkt.

Die Schutzglocke wird übrigens auch bei Hähnen und Ventilen zur Anwendung gebracht (Fig. 52a u. 52b).

Die Dichtung bei den erwähnten Verschraubungen erfolgt ohne Dichtungsmaterialien und nur durch einen langen Konus.

Zur Vermeidung bezw. zur leichteren Beseitigung von Verdrehungen und Verwicklungen der Schläuche hat die Firma *Aug. Hönig G. m. b. H.* in Köln-Nippes sich

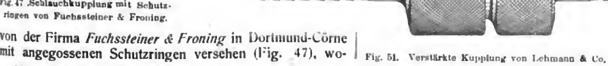


Fig. 47. Schlauchkupplung mit Schutzringen von Fuchssteiner & Froning.

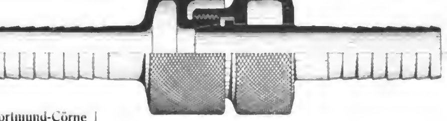


Fig. 51. Verstärkte Kupplung von Lehmann & Co.

eine Schlauchkupplung mit drehbarem Kupplungskopf unter D. R. P. No. 173 451 schützen lassen (Fig. 53).

Der Schlauchstutzen *a* liegt lose mit dem Bund *c* in einer entsprechenden Ausdrehung des Kupplungskopfes *b*. Zwischen den Bund *c* und den ringförmigen Ansatz *e* wird ein weicher Dichtungsring *d* eingeschoben, welcher selbst bei geschlossener Kupplung noch eine Drehung des Kupplungskopfes *b* gestattet.

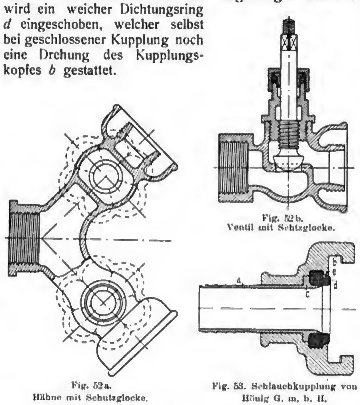


Fig. 52a. Hähne mit Schutzglocke.

Fig. 52b. Ventil mit Schutzglocke.

Fig. 53. Schlauchkupplung von Hönig G. m. b. H.

Durch die Art der Einbettung des Dichtungsringes wird ferner ein Wegschleudern desselben durch die Preßluft bei plötzlichem unvorhergesehenem Lösen der Kupplung vermieden.

Um das Ausströmen der Preßluft und das Schlagen der Schlauchenden beim plötzlichen Lösen der Kupplungen bezw. Verschraubungen während des Betriebes zu verhindern, wendet man solche mit eingebauten Rückschlagventilen an.

Die Schlauchverbindungen für Preßluftwerkzeuge werden gewöhnlich mit nur einem Ventil ausgestattet, welches in der mit dem Rohrstrang verbundenen Kupplungshälfte angeordnet ist und durch das Zusammenkuppeln der beiden Hälften geöffnet wird.

Beim Lösen derselben schließt sich das Ventil wieder von selbst.

Für Preßlufthebezeuge werden beide Kupplungshälften mit je einem selbstschließenden Ventil versehen, so daß

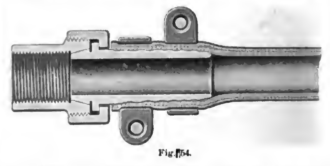


Fig. 54.

beim Lösen der Kupplung weder Preßluft aus der Zuleitung noch solche vom Hebezeug her entweichen kann, wodurch Betriebsunfällen vorgebeugt wird, falls zur Zeit der Entkupplung das betr. Hebezeug noch belastet sein sollte.

Die Befestigung der Kupplungen auf den Gummischläuchen erfolgt stets so, daß man das Schlauchende über die Ansatztülle der Kupplung streift und mit einer oder mehreren Schlauchklemmen festhält (Fig. 54).

Nicht so einfach ist die Befestigung der Kupplungen an Metallschläuchen, da sich die letzteren zum Einschieben des Anschlußstückes nicht aufweiten lassen.

(Schluß folgt.)

Fortschritte auf dem Gebiete der Funkentelegraphie.

Von Ingenieur **Otto Nairz**, Charlottenburg.

(Fortsetzung von S. 474 d. Bd.)

Die Frage, ob vollständig ungedämpfte Wellen das Ideal in der drahtlosen Telegraphie bedeuten, mag einstweilen noch unerörtert bleiben; sicher ist, daß die gegenwärtige Methode der Lichtbogenerregung dem Ideal noch lange nicht nahe kommt. Der Bogen ist keine Maschine; ein gleichmäßiges Arbeiten ist bei den verwickelten Bedingungen, unter denen er sich überhaupt bequemt Hochfrequenzschwingung zu geben, von ihm auch gar nicht zu verlangen. Es ist übrigens nicht ausgeschlossen, daß das Arbeiten mit ungedämpften Schwingungen überhaupt als Energieverschwendung anzusehen ist. Für den Fritter genügen 20—30 Wellenimpulse vollkommen, desgleichen für die elektrolytische Zelle, was darüber ist, ist überflüssig. Dazu kommt, daß die modernen Resonanzinduktoren mit einem Wirkungsgrad arbeiten, der vom Lichtbogen wenigstens niemals erreicht wird. Seine Licht- oder Wärmeemission ist ja vom Standpunkt der Schwingungen betrachtet, bedeutungslos. Hier könnte nur eine Hochfrequenzmaschine zweckmäßig sein, die aber, der enormen Fliehkräfte wegen, die bei den zu erzeugenden Frequenzen wohl nicht zu umgehen sind, noch nicht erfunden ist. Da außerdem der Empfänger doch nicht völlig ungedämpft sein kann, dürfte es übrigens genügen, dem Sender dieselbe Dämpfung zu geben, was vielleicht zu erreichen ist.

Daß gegenwärtig die Funkentelegraphie noch sehr wohl mit den ungedämpften Schwingungen konkurrieren kann, beweist ein von der dänischen Regierung angestellter Vergleichsversuch zwischen dem System „Telefunken" (*Gesellschaft für drahtlose Telegraphie* Berlin) und der Anordnung von *Poulsen*, der gerade deshalb sehr wertvoll ist, weil man sich gegenwärtig vielfach nicht darüber klar ist, nach welcher Erregungsweise neue Stationen zu bauen sind. Telefunken arbeitete mit Funkenerregung und 1,1 KW und *Poulsen* mit dem wasserstoffgekühlten Lichtbogen bei 1,8 KW. Die Sendestationen befanden sich in der Nähe von Kopenhagen, von wo sich das Kriegsschiff, das die entsprechenden Empfangsapparate an Bord hatte, entfernte. Während nun die *Gesellschaft für drahtlose Telegraphie* mit dem *Schreiber* bis auf 225 km empfangen konnte, wo dem Schiff der Küste wegen Halt geboten war, gelang *Poulsen* nur *Hörempfang* und auch der nur bis auf 200 km Entfernung. Es ist aber eine sehr alte Erfahrung, daß der Hörer um fast 50 v. H. größere Reichweiten zuläßt als der Schreiber.

Einen unbestrittenen Wert haben derzeit die unge-

dämpften Schwingungen nur zum Zwecke der Lautübertragung. Da die akustischen Schwingungen kontinuierlichen Charakter haben, können sie auch nur durch kontinuierliche elektrische übertragen werden oder wenigstens von solchen, die über die Hörbarkeitsgrenzen hinausfallen, welche bekanntlich zwischen 16 und 40000 liegen. Die Sprachschwingungen, wie sie beispielsweise durch die gewöhnlichen Telephondrähte übertragen werden, liegen im Schwingungsbereich der menschlichen Sprachorgane, also zwischen Baß und Sopran. Führt ersterer i. d. Sekunde etwa wenigstens 80 Schwingungen aus, so erreicht jener etwa 1200. Eine solche verhältnismäßig geringe Frequenz

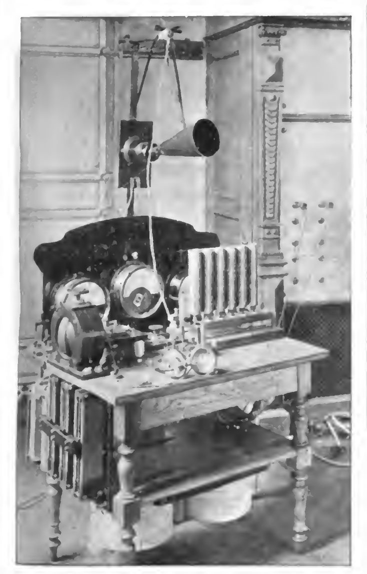


Fig. 12 Gebe- und Empfangsstation für drahtlose Telephonie.

läßt sich noch nicht ohne weiteres durch den Raum übertragen, wir wissen, daß die Reichweite theoretisch der Frequenz direkt proportional ist. Man muß deshalb den schnellen elektrischen die langsamen akustischen Schwingungen überlagern, also gleichsam zum Vehikel geben. Die *Gesellschaft für drahtlose Telegraphie*, der als erster Gesellschaft die Uebertragung von Gespräch und Musik schon vor einem halben Jahre auf 40 km (Berlin—Nauen) gelang, hat eine solche Station für Geben und Empfangen in Tischform zusammengestellt, die Fig. 12 zeigt. Dieselbe ist auch bereits zu Ostern bei Gelegenheit der alljährlichen Vorträge von Professor *Slaby* dem Kaiser vorgeführt worden, der sich davon überzeugen konnte, daß die Verständlichkeit jene des gewöhnlichen Telephons übertrifft. Die ganze Anordnung ist nun sehr einfach. Ein Schwingungskreis, bestehend aus der Spule L (Fig. 13) und dem veränderlichen Kondensator C wird durch Lichtbogen L_b in Reihe erregt, deren Zahl der Entfernung angepaßt wird. Das Schaltungsschema (Fig. 13) zeigt deren drei, Fig. 12 deren sechs Stück, rechts auf dem Tisch. Sie brennen zwischen einer Kohleelektrode (-Pol) und einem Metallgefäß mit Kupferboden, in dessen nach oben gerichteten Wölbung sie hineinpassen. Sechs Bogen erfordern eine Betriebsspannung von 220 Volt Gleichstrom, der ihnen

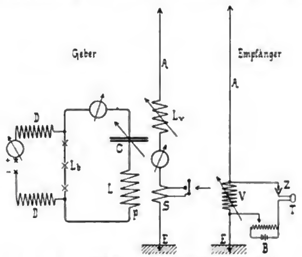


Fig. 13. Schaltungsschema zur drahtlosen Telephonie.

über kräftige Drosselspulen D (Fig. 12 unterm Tisch) zugeführt wird, die zugleich den Uebertritt von Schwingungen nach der Batterie zu verhindern haben. Die Antenne A, die sich in Resonanz mit dem Erregerkreis befinden muß, und zu deren Abstimmung eine in dieselbe eingeschaltete variable Spule L_v, oder der variable Kondensator C im Kreise selbst dienen, wird durch Transformation zum Mitschwingen gebracht. Die Antenne soll nur wenig Schwingungsenergie annehmen, was durch lose Kupplung der beiden Spulen p und S des Transformators erzielt wird, damit der Einfluß der Sprachschwankungen auf die kontinuierlichen möglichst groß ist. Parallel zur Kupplungsspule, die der Antenne angehört, liegt das Starkstrommikrophon, welches mit der ersteren ein System veränderlichen *Ohm*schen und induktiven Widerstandes darstellt. Durch Sprechen gegen die Membrane wird gemäß den Sprachschwingungen der Widerstand des Mikrophons infolge des gesetzmäßig wechselnden Drucks der Kohlekörner verändert, hierdurch schwankt der scheinbare Wider-

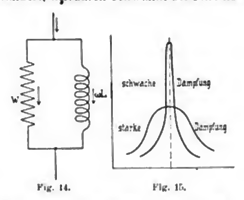


Fig. 14. Fig. 15.

stand der ganzen Verzweigung, der sich aus der *Ohm*schen (W) und der induktiven (ωL) Komponente zusammensetzt Fig. 14). Diese Ursache hat zwei Wirkungen zur Folge, die in ihrer Gesamtheit die drahtlose Telephonie ermöglichen. Erstens schwankt im akustischen Rhythmus auch die Energieaufnahme der Antenne und zweitens deren Eigenwelle. Hierdurch sendet sie Schwingungen von schwankender Amplitude und Wellenlänge in den Raum, die im Empfänger Schwingungen hervorrufen, die in genau gleicher Weise beeinflußt sind, und bei Verwendung entsprechender Vorrichtungen hörbar werden. Es verteilt sich dabei eine akustische Welle auf etwa 100—1000 elektrische.

Der Empfänger darf jedoch nicht zu schwach gedämpft sein, sonst werden die Laute verzerrt. Die Schwingungen im Geber schwanken doch immer um die Resonanzlage herum und es würden dann selbst ganz kleine Aenderungen der Frequenz schon ganz erhebliche Aenderungen der Amplitude zur Folge haben. Die Resonanzkurve muß eine ziemlich flache sein (Fig. 15), dies erreicht man am besten durch Verwendung eines linearen Empfängers, dessen Form große Strahlungsdämpfung bedingt. Von scharfer Abstimmung ist also hierbei keine Rede und ein zweites Stationenpaar müßte auf ganz erheblich verschiedene Wellenlängen abgestimmt sein, wenn sich die Gespräche nicht durcheinander mischen sollten.

Der Empfänger ist womöglich noch einfacher, ein geschlossener Kreis fehlt bei ihm ganz. Im Luftdraht (Fig. 13) befindet sich nur das sog. Variometer *V*, zwei Spulen, deren gegenseitige Lage durch Drehung der einen, welche in die zweite, äußere, eingelagert ist, verändert werden kann. Die Spulen werden nacheinander von der Schwingung durchflossen, und je nachdem sich die beiderseitigen Felder unterstützen oder schwächen, ist die Selbstinduktion des Variometers, und somit auch die Eigenwelle des Empfängers, veränderlich. Dieser Apparat dient dazu, eine mittlere Resonanzlage zum Geber einzustellen, es ist aber gleichzeitig außerdem an den Detektor gelegt, dem er eine bestimmte Wechselspannung zuführt. Verwendet wird die elektrolytische Zelle von *Schlöhmilch*, *Z*, die dann im Telephon *T* das Gespräch vernehmen läßt. Die Zelle, bekanntlich ein Gefäß mit Platinelektroden, deren winzige Oberflächen in angesäuertes Wasser ragen, wird von dem, durch einen Vorschaltewiderstand regulierten Strom der Batterie *B* in Reihe mit dem Telephon durchflossen. Derselbe wird so bemessen, daß gerade, wenn auch in äußerst schwachem Maße, Wasserzersetzung auftritt. Dies geschieht je nach dem Herausperlen von Wasserstoff und Sauerstoff gewissermaßen stoßweise. Ein schwaches Geräusch beweist dies. Wenn aber gleichfalls Schwingungen die Zelle passieren, so verringert sich in noch keinesfalls aufgeklärter Weise ihr Polarisationswiderstand und ein verstärkter Strom kann hindurch. Der Plötzlichkeit des Anschwellens folgt im Telephon die Membrane und gibt einen Ton. Die Zelle registriert aber nicht nur die Schwingungen als solche, sondern innerhalb gewisser Grenzen auch deren Amplitude. Sie ist deshalb imstande, die durch Ueberlagerung der akustischen über die schnellen elektrischen Schwingungen entstandene, sehr komplizierte Welle, die sich auf den Empfänger übertrug, wieder in Sprachlaute zu verwandeln. Abgesehen von der verschiedenen Frequenz der akustischen Schwingungen, ist auch deren Gestalt je nach der Klangfarbe bekanntlich sehr verschieden. Bei der gewöhnlichen Rede einer Person ist die Frequenz zwar ziemlich konstant, doch unterscheiden sich die einzelnen Laute hinsichtlich der Form der Welle sehr, es ist dies eine Folgeerscheinung der verschiedenen Oberwellen, die sich der sinusförmigen Grundschwingung beigesellen und deren Gestalt zum Teil unkenntlich machen. Fig. 16 zeigt dieselben nach einer phonographischen Aufnahme. Es hat sich nun ergeben, daß jene Laute am Empfänger am besten wiedergegeben werden, bei denen die Aenderung der Amplituden am schnellsten vor sich gehen, d. h. die Kurve am steilsten ist. Das „a" kam am besten und das „i" am schlechtesten. Bei entsprechender Unschärfe der Resonanz war aber die Verständigung leichter als beim Drahttelephon, gegenüber dem das drahtlose jedoch den Nachteil hat, daß ein gleichzeitiges Hin- und Hersprechen derzeit unmöglich ist, da

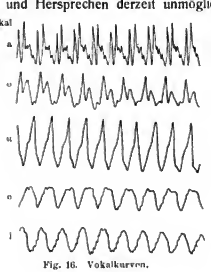


Fig. 16. Vokalkurven.

die Antenne entweder nur als Geber oder als Empfänger dienen kann. Die Geberschwingungen müssen der elektrolytischen Zelle, wenn dieselbe nicht zerstört werden soll, unter allen Umständen ferngehalten werden. Nach Schluß der Rede des einen Teils muß umgeschaltet werden, es kann der Antagonist so lange sprechen wie er will und braucht nicht zu fürchten, daß ihm in die Rede gefallen werden wird, während der andere geduldig warten muß, bis, angekündigt durch ein Schlußsignal, als welches sich das Wort „Halloh" bewährte, die Rollen neuerdings getauscht werden. Ein Anruf, etwa um ein Gespräch einzuleiten, ist bis jetzt noch nicht möglich gewesen, da die Zelle kein Relais betätigt, obwohl sonst der Tisch leicht auch zur Telegraphie (mit ungedämpften Schwingungen) eingerichtet werden kann, die für den Nahverkehr zu ersetzen, die Telephonie vielleicht dereinst bestimmt sein wird.

Solange man nämlich kein Mikrophon kennt, das besonders starke Ströme verträgt, dürfte die Reichweite kaum bedeutend gesteigert werden können, denn es kommt bei der Telephonie auf *relative* Beeinflussung der schnellen Schwingungen durch die akustischen an. Da letztere des Mikrophons wegen nur schwache Amplituden erreichen, dürfen auch erstere nur sehr mäßig sein und wir wissen, daß die Fernwirkung der Stromstärke proportional ist. Von einer drahtlosen Telephonie *Poulsen*s war bis jetzt noch nichts zu vernehmen, was möglicherweise seinen Grund darin hat, daß diesem Systeme ein entsprechender Indikator fehlt, dafür hat der Italiener *Majorana* mit *Marconi*s Magnetdetektor und *Poulsen*s Wasserstoffbogen bereits die Entfernung von 3 km erreicht.

(Fortsetzung folgt.)

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Elektrometer für statische Ladungen. (*Wulf.*) Das Instrument stellt eine Abänderung des Aluminiumblättchen-Elektroskops dar, dessen Mängel: die Kri-Kri-Erscheinung, der ungerade Rand und die ungenaue Ablesung vermieden sind. Das System des neuen Apparates besteht aus zwei feinen, einige Zentimeter langen Fäden, die ganz nahe nebeneinander aufgehängt und an ihren unteren Enden aneinander befestigt und durch ein Stückchen Staniol beschwert sind. Die Fäden sind bis zu 6 cm lang, je nach der gewünschten Empfindlichkeit und bestehen aus Quarz, der durch Kathodenzerstäubung einen gut haftenden, äußerst feinen Platinüberzug erhalten hat.

Das Fadensystem ist durch eine Bernsteinplatte isoliert in einem Messinggehäuse aufgehängt, das an der einen Seite ein

Mikroskop und auf der gegenüberliegenden Seite ein Fensterchen zum Einlassen des Lichtes besitzt. Das ganze ruht auf einem mit Stellschrauben versehenen Dreifuß. Das Mikroskop hat 70—100 fache Vergrößerung, je nach der Länge des ausziehbaren Tubus. Um durch zu große Annäherung des Objektives nicht störend auf die Fäden einzuwirken, ist das Objektiv möglichst schwach und das Okkular stark gewählt.

Gegenüber dem Blättchenelektroskop werden außerdem folgende Vorteile erhalten:

1. Anstelle von 30 Skalenteilen kann eine Skala von 150 Strichen verwendet werden. Da immer beide Fäden zugleich abgelesen werden, fallen die von der Aenderung der Ruhelage und der geneigten Stellung des Apparates herrührenden Fehler fort. Ferner bleiben die Fadenmitten auch bei den höchsten Spannungen immer senkrecht und damit den Skalenstrichen parallel.
2. Die Kapazität ist wesentlich kleiner. Da die Mitten der Fäden sich nur einige Millimeter voneinander entfernen, während beim Blattelektroskop die Enden mehrere Zentimeter ausschlagen, so ist ferner die Kapazität von der Ladung viel unabhängiger und praktisch vollkommen.
3. Die Empfindlichkeit des Apparates ist viel größer und beträgt fast das Zehnfache.
4. Der Ausschlag ist fast vollkommen proportional der Spannung, zum mindesten zwischen 60 und 240 Volt bei einem Instrument, dessen Meßbereich etwa mit dem letztgenannten Werte abschließt.
5. In Verbindung mit einer Lichtquelle ist der Apparat zur objektiven Darstellung, sowie auch zur fortlaufenden Registrierung geeignet.
6. Die Transportfähigkeit ist durch Anbringung einer selbsttätigen Arretiervorrichtung erhöht.

Wegen seiner Vorzüge wird das neue Instrument in vielen Fällen anstelle des Quadratelektrometers benutzt werden können. Uebrigens kann es durch stärkere Belastung, kürzere und dickere Fäden und schwächere Vergrößerungen ohne weiteres eingerichtet werden, daß es Spannungen bis über 1000 Volt mißt. (Physikalische Zeitschrift, S. 246—248.) *Pr.*

Dampfkessel.

Künstlicher Zug. Im Schiffsbetrieb sind die Einrichtungen nach *Ellis* und *Eaves*, bei denen künstlicher Zug in Verbindung mit Vorwärmung der Luft Anwendung findet, seit langem bekannt. Bei ortsfesten Anlagen sind sie erst in den letzten Jahren in Gebrauch gekommen. Ein Ventilator der am Fuß des Schornsteins aufgestellt wird, saugt die Verbrennungsprodukte durch eine Reihe von Röhren, welche den Economiser für heiße Luft bilden. Die frische Luft, welche die Röhren umspült, wird auf diesem Wege bis etwa 150° C erhitzt. Bei dieser Anordnung hat der Ventilator ein reduziertes Gasvolumen zu bewältigen, da die Heizgase in den Economiser-Röhren abkühlen und ihr Volumen verringert wird, zugleich ist der Ventilator einer weniger hohen Temperatur ausgesetzt. Die Umdrehungsgeschwindigkeit des Ventilators kann wie immer je nach dem erforderten Zug abgeändert werden.

Eine Neuerung zur obigen Einrichtung ist nun von der Firma *J. Brown & Co., Ltd.* eingeführt worden, wobei man statt eines Ventilators deren zwei verwendet. Der eine findet am Schornsteinfuß Aufstellung und arbeitet mit etwa 36 mm Wasser-Unterdruck, der zweite bläst die frische Luft mit 25 mm Druck durch den Luftvorwärmer. Der Zweck dieser Anordnung besteht darin, daß dabei kein Ueber- oder Unterdruck hinter der Feuertür entsteht, so daß man die Feuertüren öffnen kann, ohne daß die Flamme herausschlägt oder daß kalte Luft hereingesaugt wird. Obwohl zwei Ventilatoren erforderlich sind, sollen die Gesamtkosten sich doch nicht höher stellen, da sie zusammen etwas weniger Kraft verbrauchen, wie sonst ein stärkerer Ventilator. Das Vakuum wird fast um die Hälfte verringert, wobei der mögliche Verlust durch an ungewünschten Stellen eintretende kalte Luft entsprechend sinkt. (The Engineer 1907, S. 585). *Ky.*

Einfluß des Kesselsteins auf die Wärmeausnutzung der Dampfkessel. (*Eberle*). Nach den vorliegenden Versuchen über den Wärmedurchgang sind bei den im Dampfkesselbetrieb auftretenden Heizgastemperaturen auf 1 qm Kesselheizfläche bis zu 100 000 WE. in der Stunde zu übertragen; trotzdem erfahren die auf der Wasserseite reinen Heizflächen nur unbedeutende Temperatursteigungen über die Wassertemperatur. Ist dagegen die wasserseitige Heizfläche mit irgend einer Schicht belegt, so steigt die höchste vorkommende Blechtemperatur wesentlich; beträgt dieselbe z. B. ohne Steinbelag 205° C, so erhöht sie sich bei Vorhandensein einer Steinschicht von 5 mm auf 380°. Eine Oelschicht würde noch ungünstiger wirken. Von wesentlich größerem Einfluß auf den Wärmedurchgang durch die Heizfläche ist deren Zustand auf der Feuerseite, da der weitaus größte Teil der Wärme durch Strahlung an den Kesselinhalt übertragen wird. Vorhandener Kesselstein hat nur einen kaum nachweislichen Einfluß auf den Nutzeffekt eines Kessels, dagegen einen nicht zu unterschätzenden und sehr nachteiligen auf die Betriebssicherheit. (Zeitschr. des Bayer. Revisions-Vereins 1907, S. 108—112). *Z.*

Dampfturbinen.

Schiffsturbinen. (*Francis Elgar.*) In einer Betrachtung über noch ungelöste Probleme in der Konstruktion und Fortbewegung von Schiffen wird festgestellt, daß die Dampfturbinen in gewissen Gattungen von Kriegsschiffen der englischen Marine, sowie in den Personendampfern, welche die Verbindung Englands mit dem Festlande herstellen und bei ähnlichen Linien zwar in hohem Maße die Kolbenmaschinen verdrängt haben, daß sie bei anderen Schiffsarten dagegen noch mit Mißtrauen angesehen werden. Daß besonders mit den Schnelldampfern zwischen England und dem Festlande günstige Ergebnisse erzielt werden, ist außer der verlangten hohen Geschwindigkeit und dem vorgeschriebenen sehr geringen Tiefgang dem Umstande zuzuschreiben, daß ein äußerst beschränktes Gewicht an Kohlen und Ladung mitgeführt wird. Das Gewicht der Maschinen und Kessel hat daher großen Einfluß auf die erreichbare Geschwindigkeit. Bei Schiffen dieser Gattung sowie bei Kriegsschiffen ist der Kohlenverbrauch auf 1,7 Pfd. engl. f. d. Pferdestärke i. d. Stunde zurückgebracht.

Die beiden Schiffe *Arundel* und *Brighton* der *London, Brighton and South Coast Railway*, welche den Dienst zwischen Newhaven und Dieppe wahrnehmen, haben ungefähr gleiche Form, Abmessungen und Verdrängung. Ersteres ist mit Kolbenmaschinen, letzteres mit Turbinen ausgerüstet. Jedes hat im Laufe eines Jahres etwa 37 000 km zurückgelegt. Die mittlere Geschwindigkeit der *Arundel* betrug dabei 19,29 Knoten bei einem mittleren Kohlenverbrauch von 16,16 t für die Ueberfahrt, während diese Zahlen bei der *Brighton* 19,59 bezw. 17,18 betrugen. Bringt man im zweiten Falle die höhere Geschwindigkeit in Rechnung, so ist der Kohlenverbrauch nicht nennenswert höher. Bemerkenswert ist der Umstand, daß bei schönem Wetter die *Brighton* im Mittel drei Minuten weniger für die Ueberfahrt brauchte wie die *Arundel*, während sich dieser Unterschied bei einigermaßen schlechtem Wetter auf fünfzehn Minuten steigerte. Dies wird dem kleineren Durchmesser und dem infolgedessen tieferen Untertauchen der Schrauben zugeschrieben, welche also bei hohem Wellengang nicht aus dem Wasser herausschlagen. Uebrigens scheint das Turbinenschiff aus noch unaufgeklärter Ursache bei der Fahrt gegen starken Wind etwas ungünstiger gestellt zu sein.

Bei zwei bei der *Fairfield Gesellschaft* für den Dienst Marseille-Alexandria der *Egyptian Mail Steamship Company* im Bau befindlichen Turbinenschiffen ist die Anzahl Umdrehungen auf 340 festgestellt, eine Geschwindigkeit, bei welcher der Schraubendurchmesser so klein wird, wie die Vorsicht es

gerade noch erlaubt. Länge der Schiffe 525 Fuß engl., Geschwindigkeit 18½ Knoten. Obwohl die Kesselleistung 6 v. H. größer gewählt wurde, wie es bei gleich starken Kolbenmaschinen erforderlich wäre, so wurde das Gesamtgewicht der Maschinen- und Kesselanlage dennoch 400 t geringer für die Turbinen. Der beanspruchte Raum ist ungefähr der gleiche.

Ob die Dampfturbinen in der nächsten Zukunft auf den großen Ozeandampfern Anwendung finden werden, hängt in hohem Grade von dem Kohlenverbrauch der beiden im Bau befindlichen Riesendampfern der Cunard-Linie ab. Mit gewöhnlichen Maschinen mit vierfacher Expansion und 14,7 bis 15,1 at Kesseldruck ist bei solchen Schiffen ein Kohlenverbrauch von 1,3 Pfd. engl. f. d. PS i. d. Stunde erreichbar. Wird diese Zahl von den Turbinen der Lusitania und Mauretania nicht überschritten, so wird den Schiffsturbinen dadurch ohne Zweifel ein großes Anwendungsgebiet erschlossen. Vorläufig aber scheint dies noch höchst fraglich. (The Engineer 1907, S. 665—666.) *Ky.*

Eisenbahnwesen.

Motorwagen und Lokomotive. (Prof. *Schimanek.*) Verfasser unterzieht den Bericht über Versuche an Dampfmotorwagen auf ungarischen Lokalbahnen (s. D. p. J. 1907, S. 255—256) einer genauen Prüfung, die zu Gunsten des Motorwagens ausfällt.

Es wird hier darauf hingewiesen, daß die Maschine des Motorwagens dauernd überlastet war. Unter diesen Umständen arbeitete sowohl der Motor wie der minderwertige Kessel unökonomisch und große Erhaltungskosten waren deshalb die Folge. Im Gegensatz zum früheren Bericht wird hier betont, daß auf kurze Strecken die zum Anheizen notwendigen Brennstoffmengen keineswegs bei der Beurteilung der Oekonomie außer Acht gelassen werden dürfen. Im Jahre 1905 haben sich die Unterhaltungskosten für 1 km bei der Lokomotive zu 8,7 Pf., bei dem Motorwagen zu 10,2 Pf. ergeben. Diese höheren Unterhaltungskosten des Motorwagens schreibt der Verfasser der unaufmerksamen Bedienung zu. Bei anderen Bahnen bewegen sich diese Kosten für einen solchen Motorwagen zwischen 3,4 und 4,3 Pf. für 1 km

Weiterhin war der 80 PS-Motorwagen für eine Geschwindigkeit von 60 km i. d. Stunde berechnet, die Lokomotive für eine solche von 30—40 km. Es ist daher nicht möglich, mit solchen kleinen Lokomotiven den Verkehr mit eben solcher Raschheit abzuwickeln, als mit den schnellen Motorwagen. Die Frage, ob es nicht besser wäre die Motorwagen durch kleinere Lokomotiven zu ersetzen, hieße nach der Ansicht des Verfassers nichts anderes, als von den jetzt in Verwendung stehenden schweren Lokomotiven abzugehen und solche leichte Lokomotiven zu bauen, die dann den Zweck der gegenwärtigen Motorwagen besser erfüllen würden, da sie mit stärkerem Kessel und stärkerer Maschine versehen sind. Dies bedeutet aber nichts anderes als eine Annäherung des Lokomotivbetriebes an den Motorwagenbetrieb. Es wäre vielleicht zweckentsprechender, die Maschine des Motorwagens stärker und den Kessel betriebssicherer zu bauen, da der Motorwagen bei demselben Materialverbrauch stets ein kleineres totes Gewicht ergibt als die Lokomotive mit derselben Nutzleistung. (*Glasers* Annalen für Gewerbe und Bauwesen 1907, S. 268—271.) *W.*

Materialienkunde.

Elektrische Leitfähigkeit der Legierungen II. (*W. Guertler.*) *Guertler* findet die von *Matthiessen* seinerzeit aufgefundenen Beziehungen zwischen der Leitfähigkeit und ihrem Temperaturkoeffizienten bei der Sichtung des gesamten, seitdem gesammelten Beobachtungsmaterials bestätigt. Die Temperaturkoeffizienten verschiedener, aus zwei gegebenen Bestandteilen zusammengesetzter Legierungen verhalten sich wie die Leitfähigkeiten der betreffenden Legierungen:

$$\alpha_1 : \alpha_2 = \kappa_1 : \kappa_2.$$

Die Regel gilt auch dann, wenn sich Mischkristalle und chemische Verbindungen aus den beiden Metallen bilden. Die Kurven, welche die Abhängigkeit des Temperaturkoeffizienten von der Zusammensetzung darstellen, haben die gleiche Form wie die Leitfähigkeitkurven. Ausgenommen sind nur einige Legierungen mit *negativem* Temperaturkoeffizienten. (Zeitsch. f. anorgan. Chemie 1907, **54**, S. 50—88.) *A.*

Kupfersuperoxyd. (*L. Moser.*) Diese interessante Verbindung $CuO_2 . H_2O$, wird hergestellt, indem fein verteiltes Kupferhydroxyd durch starkes Wasserstoffsuperoxyd (15—30 v. H.) in neutraler Lösung oxydiert wird. In trockenem Zustande zerfällt es langsam, in feuchtem Zustande rasch, indem es Sauerstoff und Wasser abgibt. Es hat braune Farbe und kristallinisches Aussehen. Von verdünnten Säuren wird es sehr leicht unter Sauerstoffentwicklung und Wasserstoffsuperoxydbildung gelöst; durch Alkalien wird es in Hydroxyd und freien Sauerstoff zersetzt. (Zeitschr. f. anorgan. Chemie 1907, **54**, S. 121—140.) *A.*

Schmelzpunkt von Schwerspat (*Doeltz & Mostowitsch.*) Bariumsulfat, das in der Natur als Schwerspat häufig vorkommt und das als Beimengung der Erze hüttenmännische Bedeutung hat, schmilzt gegen 1450°. Das reinste, eisenfreie Bariumsulfat schmilzt dagegen erst bei etwa 1580°. Bei dieser Temperatur verflüchtigt es sich bereits zum Teil. (Zeitschrift f. anorgan. Chemie 1907, **54**, S. 146—148) *A.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Oberbau der Kleinbahnen. (*Burlet.*) Bericht auf dem internat. Kongreß in Mailand des Internat. Straßen- und Kleinbahn-Vereins über die Zweckmäßigkeit des Oberbaues für Kleinbahnen mit Dampfbetrieb (ausschl. der städt. Straßenbahnen). Auf dem Wiener Kongreß 1904 waren bereits folgende Grundsätze aufgestellt worden: Stahlschienen von möglichst hohem Gewicht oder großen Längen zu wählen; Schienen auf imprägnierten Holz-Querschwellen zu verlegen; an Stelle der heutigen Klammern Schraubenbolzen zu verwenden; kräftige Winkellaschen zu verlegen; Stein oder Kiesschotter (nicht Sand oder Asche) zu verwenden. Ueber verschiedene Punkte wurden Umfragen veranstaltet. *I. Schienenlänge.* Die gebräuchlichsten Längen sind 6, 9, 12, 15 oder 18 m (eine elektr. Straßenbahn hat sogar 24 m lange Schienen). Sämtliche befragten 138 Betriebe hatten mit ihrer Schienenlänge zufriedenstellende Ergebnisse. Als gute Normallänge empfiehlt sich für 23—30 kg schwere Stahlschienen 9 m, doch haben auch Versuche mit langen (18 m) Schienen befriedigt. *II. Vergossene und geschweißte Stöße.* Nur 3 Kleinbahnen besitzen Spezialstöße; zwei haben sich günstig über den *Falk-* und *Goldschmidt*-Stoß ausgesprochen, während die dritte gute Erfahrungen mit dem *Ambert*-Stoß (festgekeilte Schienenschuhe ohne Bolzen und Laschen) gemacht hat. Im allgemeinen sind die geschweißten Stöße für Kleinbahnen zu teuer. Die Kosten sind: gewöhnlicher Stoß 3,05 M, elektrischer Stoß 4,90 M. (elektrische Schienenverbindung mithin 1,85 M.), *Falk*-Stoß etwa 10,40 M. Mitteilungen über ein neues Schienenschweißverfahren mit Sauerstoff und Azetylengas, von Ing. *Catani.* Kosten einer Verschweißung 5—12 M. *III. Verlegung der Stöße.* Einstimmig werden einander gegenüberliegende Stöße bevorzugt, nur in Kurven unter 100 m versetzte Stöße. *IV. Mittel zur Verhinderung des Loslösens der Laschenschrauben.* Gute Ergebnisse wurden erzielt mit Bolzen mit niedrigem Gewindegang sowie mit Bolzen, welche Muttern mit Ansatz besitzen oder mit Muttern von großer Höhe. Ebenso bewährte sich der „*Ibbotson*"-Bolzen, welcher jedoch teuer ist. Die meisten Betriebe verwenden federnde Stahlscheiben, insbesondere die *Grower*-Scheibe. Beobachtet wurde, daß die Scheiben leicht brechen, besonders im Winter. (Schweizer elektrotechn. Zeitschrift, S. 256—257 und S. 270—272.) *A. M.*

Technische Chemie.

Die elektrolytische Dissoziation geschmolzener Salze (*K. Arndt*). Welcher Bruchteil α eines gelösten Salzes in

Jonen gespalten ist, wird durch die Gleichung $\alpha = \Lambda : \Lambda_\infty$ bestimmt, worin Λ die Aequivalentleitfähigkeit der Lösung (Leitfähigkeit, dividiert durch Aequivalent-Konzentration) und Λ_∞ die Leitfähigkeit der unendlich verdünnten Lösung bedeutet. Auf geschmolzene Salze, die auch in Jonen gespalten sind (sie leiten den Strom oft vorzüglich), konnte man dieses einfache Verfahren, den Dissoziationsgrad zu ermitteln, nicht anwenden, weil es bisher an einem Lösungsmittel, das selber den Strom nicht leitet, fehlte. *Arndt* fand ein passendes Lösungsmittel in geschmolzener Borsäure, die sogar bei 1000° den Strom kaum merklich leitet. Er löste darin metaphosphorsaures Natrium, das bei 900° mit Borsäure in allen Gewichtsverhältnissen klare Schmelzen bildet. Die Leitfähigkeit der Schmelzen nimmt viel rascher ab als ihr Gehalt an Metaphosphat; zugleich werden die Schmelzen um so zäher, je mehr sich ihre Zusammensetzung der reinen Borsäure nähert. Um den Einfluß der wachsenden Zähigkeit, welche die Wanderungsgeschwindigkeit der Jonen und damit die Leitfähigkeit vermindert, auszuschalten, stellte sich *Arndt* einen Apparat her, mit dem er die Zähigkeit der Schmelzen messen konnte. Ein Platinkörper sank in der Schmelze um eine bestimmte Strecke; er hing an einem langen dünnen Platindraht und übertrug seine Bewegung auf ein feines Rädchen und einen Zeiger, der sich vor einer Teilung bewegte. Durch eine Wagschale mit Gegengewichten wurde der Fall des Körpers nach Wunsch verzögert. In zäherer Flüssigkeit ist das Produkt aus Fallzeit und Uebergewicht der Zähigkeit proportional. In Rizinusöl, dessen Reibung für ein weites Temperaturbereich genau bekannt ist, wurde der Apparat geeicht.

Es ergab sich, wenn p den Gehalt der Schmelzen an Natriummetaphosphat, η die Zähigkeit (in C-G-S-Einheiten) und Λ die Aequivialentleitfähigkeit bedeutet:

p	100 v. H.	50 v. H.	5 v. H.	0,5 v. H.
η	1,5	4,5	47,3	110
Λ	49,5	16,4	1,55	0,67
$\eta\Lambda$	74,3	73,8	73,3	73,7

Das Produkt $\eta\Lambda$ ist konstant; die Abnahme von Λ mit dem sinkenden Gehalt wird durch die wachsende *Zähigkeit* der Schmelzen verursacht. Rechnet man auf gleiche Zähigkeit um, so zeigt sich der *Dissoziationsgrad* α des Salzes unabhängig von der Verdünnung. Am einfachsten wird dieses überraschende Ergebnis durch die Annahme erklärt, daß das geschmolzene Natriummetaphosphat *vollständig* in seine Jonen gespalten ist; dann kann die Verdünnung durch Borsäure seine Spaltung natürlich nicht mehr vergrößern.

Arndt meint, daß auch für andere einwertige Salze z. B. Chlorkalium, Chlornatrium u. s. w. das gleiche gilt und führt dafür noch andere Gründe an. Alle diese Salze sind also in geschmolzenem Zustande vollständig dissoziiert. (Berichte der Deutschen Chemischen Gesellschaft 1907, S. 2937—2940).

A.

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftanlage am Catawbafluß. Die Ausnutzung der Great Falls am Catambafluß in Süd-Karolina erfordert die Anlage dreier Wasserkraftanlagen für 18 bezw. 12,2 bezw. 22 m Gefäll. Die letztere größere Anlage wird eingehend beschrieben. Die Zuleitungen zu den Turbinen sind als eiserne Krümmer direkt in den Steindamm (Wehr) verlegt, wodurch die Turbinen ebenfalls in den Damm gelangen; das Maschinenhaus ist unmittelbar an letzteren angebaut. Jede der 8 wagerechten Doppel-Francisturbinen mit 1219 mm Laufraddurchmesser leistet 5200 PS bei 225 Uml./Min. und 22 m Gefäll und sind mit je einer 3900 KW Drehstromdynamo direkt gekuppelt. Um die äußeren Turbinenlager zugänglich zu machen, ist innerhalb des Dammes ein begehbarer Quertunnel angeordnet. Die Turbinen haben bei voller Beaufschlagung 81 v. H. Wirkungsgrad, bei halber 68 v. H. Die beiden Erregerturbinen leisten je 700 PS bei 450 Uml./Min. und 22 m Gefälle, die mit ihnen gekuppelten Dynamos 400 KW. Sämtliche Turbinen besitzen selbsttätige *Lombard*-Regulatoren. (Electrical World, S. 1025—1028).

A. M.

Bücherschau.

A. E. H. Love. Lehrbuch der Elastizität, deutsch von *A. Timpe.* 664 Seiten. Leipzig und Berlin, 1907. B. G. Teubner.

Das einzigartige Werk des englischen Gelehrten ist in seiner zweiten Auflage auch ins Deutsche übertragen und damit den deutschen Interessenten leichter zugänglich gemacht. In dem Buch ist die Theorie der Elastizität, wie sie seit *Galilei* bis *Lord Kelvin* unter Heranziehung aller Hilfsmittel der Mathematik ausgebildet worden ist, in knapper Form zur Darstellung gebracht. Der Verfasser beabsichtigte: „das Buch für Ingenieure und andere, die hauptsächlich praktische Ziele verfolgen, brauchbar zu machen, die Bedeutung der Theorie für allgemeine Fragen der theoretischen Physik ins rechte Licht zu rücken und ein einigermaßen vollständiges Bild von dem heutigen Stand der Wissenschaft zu geben". An den ersten und dritten Gesichtspunkt hat die Besprechung dieses Werks in einer technischen Zeitschrift anzuknüpfen. Man darf nicht glauben, es handle sich hier um ein Werk, wie etwa *Grashofs* Elastizität und Festigkeit, das bestimmt ist, Studierende technischer Hochschulen erstmals in die Elastizitätslehre einzuführen —, um ein Buch, das weitgehende Anwendungen auf besondere Ingenieuraufgaben enthalte. Der Verfasser sagt selbst, daß rein technische Ausführungen wie zu besonderen Konstruktionen gehörige Rechnungen fortgeblieben, und verwandte Dinge wie von ungleichmäßiger Erwärmung herrührende Beanspruchung nur eben gestreift worden seien. Für den unmittelbaren Gebrauch am Konstruktionstisch ist das Buch nicht geschrieben, auch setzt das Studium desselben schon Bekanntschaft mit dem Gegenstand und umfassende mathematische Kenntnisse voraus. Trotzdem scheint das Buch geeignet, auch den Ingenieuren reichsten Nutzen zu bringen durch die Anregung und Auskunft, die es zu geben vermag. Die Einführung der hohen Betriebsgeschwindigkeiten und Drücke in der Technik innerhalb der letzten Jahrzehnte hat die Ingenieure gezwungen, mathematische Hilfsmittel in weiterem Maße heranzuziehen, z. B. in dem Fall der Schiffsvibrationen, der Schwingungserscheinungen in langen Maschinenwellen, auf denen rotierende Massen sitzen; ferner bei Gasmaschinen, wo in den Gefäßwandungen durch den Gasdruck und besonders durch ungleiche Erwärmung hohe Beanspruchungen auftreten. Wer sich daran beteiligt, diese und ähnliche Erscheinungen zu erforschen und Mittel zur Beseitigung gefährlicher Beanspruchung und Formänderung zu ersinnen, hat ein Interesse, zu erfahren, ob das Problem oder ein verwandtes von seiten der Mathematiker untersucht worden ist und sich zutreffendenfalls über die Methoden und zum mindesten über die Ergebnisse zu unterrichten. Hier kann eine so umfassende Darstellung der Theorie, wie sie *Love* gibt, und auch die zahlreichen Literaturhinweise von größtem Nutzen werden. Es ist gerade in neuerer Zeit empfunden worden, welch tiefe Kluft zwischen der hohen Wissenschaft einerseits und der technischen Anwendung andererseits liegt und daß die auf allen Gebieten fortschreitende Spezialisierung zur Vergrößerung dieser Kluft beizutragen droht. Männer, wie *Felix Klein* in Göttingen, arbeiten daran, eine Brücke zu schlagen, und eine Verständigung zu beiderseitigem Nutzen anzubahnen. Man wird nicht fehl gehen in der Annahme, daß der Uebersetzer Dr. *Timpe* aus solchen Erwägungen heraus sich zu seiner Arbeit entschlossen hat, die meiner Ueberzeugung nach sicherlich ihre guten Früchte zeitigen wird. Der Verfasser hat die grundlegenden Abhandlungen der reinen Theoretiker wie *Cauchy, Poisson, Green, Kirchhoff, Lord Kelvin* und der Ingenieure wie *Navier, Lamé, St. Venant* u. a. gesammelt und zusammengearbeitet; er stellt immer die allgemeine Theorie voran und geht dann zu den besonderen Fällen über, indem er die Ergebnisse soweit mitteilt, daß eine Anwendung auf technische Probleme in einigen Fällen unmittelbar, in andern mit nicht zu großem Bemühen möglich ist. Die Anzahl der mitgeteilten Sonderfälle ist größer als in der ersten englischen Auflage des Werkes, worin sich eben die Absicht des Verfassers kundgibt, das Buch für Ingenieure brauchbar zu machen. Für jeden Ingenieur, der wissenschaftliche Veranlagung hat, ist die treffliche historische Einleitung

lesenswert, in der die seit *Galilei* untersuchten Probleme, die Untersuchungsmethoden und die Hauptergebnisse unter ausgiebigem Hinweis auf die Originalarbeiten beschrieben sind. Aus dem Inhalt seien folgende Kapitel erwähnt: Analyse der Verzerrung (Deformation), Analyse der Spannung, Elastizität, Formänderungsarbeit, Verzerrungsenergiefunktion, Variationsgleichung der Bewegung, Minimum der Energie, (ein Hinweis auf Cartigliano wird hier vermißt), Ausbreitung der in einem Punkt angreifenden Kraft, Gleichgewicht und Schwingungen von Kugeln und Kreiszylindern, Ausbreitung von Wellen in festen elastischen Medien, Torsion, Biegung eines Balkens durch Transversalkraft und gleichförmige Belastung, Durchlaufende Träger, Gleichgewicht und Schwingungen dünner Stäbe, Von Hause aus gekrümmte Stäbe, Dehnung und Biegung von Platten, Allgemeine Theorie dünner Platten und Schalen. Die Uebersetzung ist in einer dem wissenschaftlichen Inhalt würdigen, einfachen und klaren Sprache abgefaßt. Eine Zusammenstellung der neueingeführten Bezeichnungen: Verzerrung, Drall, Drillung, Reckung, Zentrallinie, Normalschnitt, Randlinie, Seite, u. a. und eine Gegenüberstellung der gebräuchlichen, auch in der technischen Literatur üblichen Ausdrucksweise nach Name und Zeichen wäre willkommen gewesen. Der *Teubner*sche Verlag hat seine Lehrbücher der mathematischen Wissenschaften um ein erstklassiges Werk vermehrt, und dessen Anschaffung durch Ansetzen eines mäßigen Preises erleichtert, was Anerkennung verdient.

Max Enßlin.

Beitrag zur Theorie des Röhrentunnels kreisförmigen Querschnittes. Von Dr. techn. *F. Steiner*. Prag, 1906. J. G. Calve. Preis M. 1,20.

Der Verfasser untersucht die Spannungen in einem kreisförmigen Röhrentunnel unter der Annahme verschiedener Belastungen und Auflagerverhältnisse.

Zunächst wird der allgemeine Fall behandelt, daß ein Röhrenelement von der Länge 1 unter der Wirkung seines Eigengewichtes, eines inneren Ueberdruckes und des Wasserdruckes steht, und daß die Auflagerkraft eine durch den tiefsten Punkt nach oben gerichtete Einzelkraft ist. Der Einfluß der einzelnen Belastungen auf das Biegungsmoment in verschiedenen Stellen der Röhre wird getrennt ermittelt und schließlich eine allgemeine Formel, die alle Einflüsse berücksichtigt, aufgestellt. Als besonderes Ergebnis der Rechnung ist hervorzuheben, daß bei einem im schwimmenden Gleichgewicht befindlichen Ringe die Stützlinie mit der Bogenachse zusammenfällt und daher keine Biegungsmomente auftreten.

Nach einer allgemeinen Erörterung über die auf eine Tunnelröhre wirkenden äußeren Kräfte wird der Sonderfall behandelt, daß die Tunnelröhre nur eine senkrechte Belastung erhält. Hierbei wird ein über die untere Hälfte der Röhre nach bestimmtem Gesetz sich verteilender Auflagerdruck berücksichtigt. Es werden drei Sonderfälle untersucht: Einmal wird angenommen, daß die Röhre in der unteren Hälfte im Sand gelagert ist und mit der oberen Hälfte im Wasser liegt. Zweitens wird der Fall betrachtet, daß die Röhre in mit Wasser gesättigtem Sande liegt, während über dem Sande sich Wasser befindet. Dieser Fall tritt ein, wenn ein Tunnel unter der Sohle eines Flusses durch Sand und Schlamm vorgetrieben wird. Drittens wird eine Röhre untersucht, die im lockeren Boden vollständig eingebettet ist, ohne daß Wasser hinzutritt. Nachdem die Berechnung der Biegungsmomente erledigt ist, werden noch die Achsialkräfte ermittelt.

Die abgeleiteten Formeln eignen sich zur Anwendung auf praktische Beispiele, wie das durchgerechnete Zahlenbeispiel einer Röhre von 4 m Durchm. unter 4 m hoher Erdlast und 5 m hoher Wasserlast zeigt. Durch Beifügung einiger Tabellen wird die Benutzung der Formeln noch erleichtert.

Bei der Wichtigkeit der Tunnelröhren als Mittel für den Verkehr und die Ent- und Bewässerung in großen Städten ist die Studie sehr zeitgemäß und wegen ihrer klaren Darstellungsweise empfehlenswert.

Dr.-Ing. *P. Weiske*

Statik und Diagramme zum Dimensionieren der Decken und Stützen im Massivbau. Mit 3 Diagrammen und 9 Abb. von Regierungsbaumeister *O. Kohlmorgen*. Stuttgart, 1907. Julius Hofmann.

Die Formeln für die Berechnung von Decken und Stützen im Massivbau sind für die Zwecke der Prüfung der Spannungen und der Ermittlung der Querschnitte zusammengestellt und durch Beispiele erläutert.

Außerdem sind durch drei Diagramme zeichnerische Lösungen für die Berechnung von Platten aus gegebenem Moment und aus Stützweite und Nutzlast ermöglicht.

Die Benutzung dieser Diagramme ist einfach, jedoch ist der rechnerische Weg bei gleichem Zeitaufwand vorzuziehen. Daher ist eine Erweiterung der Tab. 2 (S. 4) namentlich auch für die Berechnung von Plattenbalken wünschenswert. Für letztere fehlen die direkten Dimensionierungsformeln, wenn die Nullinie den Steg schneidet. Die Beifügung einer Rundeisentabelle ist erwünscht.

In den Formeln ist teilweise in der Buchstabenwahl von den amtlichen Bestimmungen vom 16. April 1904 abgewichen.

Die Steineisendecken und die scheitrechten Gewölbe haben ebenfalls Berücksichtigung erfahren, da das Buch als Veröffentlichung des Massivbauverbandes allen Interessenten nützlich sein soll.

Im ganzen liefert das Buch eine brauchbare und kurze Zusammenstellung des für den Massivbau erforderlichen theoretischen Stoffes.

Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Der Eisenbeton. Formeln, Tabellen und Grundsätze zum Gebrauch für die Berechnung von Eisenbeton-Bauausführungen, berechnet und zusammengestellt von Bauingenieur *Erich Turley*. Berlin, 1906. Tonindustriezeitung.

Der Verfasser hat sich durch mehrere Veröffentlichungen über die Berechnung von Eisenbetonbauten in der Zeitschrift „Zement und Beton" bekannt gemacht und stellt dieselben hier zu einer den amtlichen Bestimmungen vom 16. April 1904 entsprechenden Theorie zusammen.

Der erste Abschnitt enthält die Berechnung der Spannungen in gegebenen Querschnitten von Platten, Plattenbalken und Stützen.

Der zweite Abschnitt beschäftigt sich mit der unmittelbaren Bestimmung der Querschnittsabmessungen dieser Bauteile; beigefügte Tabellen erleichtern und vereinfachen die Berechnung.

Anhangsweise sind die genannten amtlichen Bestimmungen abgedruckt und mit Erläuterungen versehen.

Das Buch zeichnet sich durch klare Darstellungsweise und praktische Brauchbarkeit aus und kann daher namentlich auch Anfängern bestens empfohlen werden.

Dr.-Ing. Weiske

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Statik der Raumfachwerke von Dr. *Wilhelm Schlink*, Dipl.-Ing., Privatdozent an der Technischen Hochschule in Darmstadt. Mit 214 Abb. und 2 Tafeln. Leipzig und Berlin, 1907. B. G. Teubner. Preis geb. M. 9,—.

Leitfaden für den Unterricht in der Maschinenkunde an der Kaiserlichen Marineschule. Herausgegeben von der Inspektion des Bildungswesens der Marine. Text und Atlas. Zweite Auflage. Berlin, 1907. Mittler & Sohn. Preis geh. M. 12,50, geb. M. 15,—.

Schiffskessel. Ein Handbuch für Konstruktion und Berechnung. Von *Walter Mentz*, Dipl.-Ing., Professor a. d. Kgl. Technischen Hochschule zu Danzig. Mit 222 Abb. und 5 Tafeln. München und Berlin, 1907. R. Oldenbourg. Preis geb. M. 12,—.

Das hängende Gasglühlicht. Seine Entstehung, Wirkung und Anwendung. Ein Handbuch für Fabrikanten und Konsumenten, bearbeitet von *Friedrich Ahrens*, Ingenieur. Mit 391 Abb. München und Berlin, 1907. R. Oldenbourg. Preis geb. M. 6,—.

Die Berechnung und Konstruktion der Turbinen und Schützenzüge mit besonderer Berücksichtigung der *Francis*-Turbine von *Gustav Weber*, Ingenieur und Lehrer für Maschinenbau. Mittweida. Mit 31 Tafeln und 50 Abb. Leipzig, 1907. Moritz Schäfer.

Atlas zu Weber. Berechnung und Konstruktion der Turbinen und Schützenzüge mit besonderer Berücksichtigung der *Francis*-Turbine. 31 Tafeln. Moritz Schäfer. Text und Atlas geb. M. 8,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 32. Berlin, 10. August 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Studien über die Bildung des Kötzers beim Selfaktor.

Von Dipl.-Ing. **Michael Früh**, Fürth i. B.

1. *Einleitung.*

Das vom Selfaktor gesponnene Garn wird nach einer ganz bestimmten Form auf Spindeln gewickelt; die dabei entstehenden Gebilde nennt man die Kötzer (Cops). Die Bildung des Kötzers (Fig. 1) zerfällt in drei Teile:

1. Ansatz *abc*,
2. Mittelstück *bcde*,
3. Schlußstück *defg*.

Der Kötzer soll eine Schleifspule werden, d. h. der Faden soll mit möglichst großer Geschwindigkeit in Richtung der Spindelachse *AA* bei Stillstand derselben abgewickelt werden.

Man betrachte die Wageneinfahrt, diejenige Periode des Spinnprozesses am Selfaktor, während welcher die Fadenaufwicklung, also die Kötzerbildung, stattfindet.

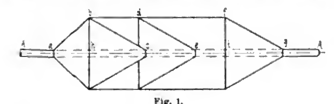


Fig. 1.

Eine solche Periode liefert jeweils eine Fadenschicht, welche in eine ab- a_1 und eine aufsteigende Spirale a_2 zerfällt (Fig. 2). Um nun eine möglichst große Fadenabzugsgeschwindigkeit erreichen zu können, wickelt man die Spiralen auf Kegelmäntel ab. Diese Kegelform wird eingeleitet durch Bildung des Ansatzes. Läßt man während derselben die Schichtenhöhe stetig zunehmen, so erhält

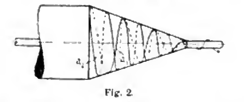


Fig. 2.

man eine Zunahme der Widerstandsfähigkeit des Kötzers gegen Biegung. Es ist dann möglich, die den Kötzer stützende Papierhülse auf ein Mindestmaß zu verringern. Dies bedingt nicht nur eine Abnahme des Taragewichtes, sondern auch einen wesentlichen Vorteil für das Färben der Kötzer.

Während der Bildung des Ansatzes verfolgt man also zwei Zwecke: einen Uebergang von den zylindrischen Schichten zu den kegelförmigen zu schaffen und dem Kötzer eine große Festigkeit zu verleihen.

Während der Bildung des Mittelstückes nehmen die Schichthöhen, gleichbedeutend mit den Kegelhöhen, wieder stetig ab. Mit dieser Abnahme verfolgt man drei Zwecke.

Da beim Verpacken der Kötzer das Schlußstück des einen an den Ansatz des anderen zu liegen kommt, so werden sich die Kötzer um so besser aneinanderlegen, je mehr die Höhe *ah* des Ansatzes derjenigen *ig* des Schlußstückes gleichkommt. Der zweite Vorteil, welchen die Abnahme der Kegelhöhen bietet, ist der, daß man möglichst viel Faden auf eine bestimmte Kötzerlänge bringt. Je kleiner nun drittens die Kegelhöhen der Schichten bei gleichbleibendem Grundflächendurchmesser sind, desto leichter erfolgt die Abwindung des Fadens. Doch dürfen andererseits die Höhen nicht zu klein werden, denn sonst würde beim Abwickeln des Fadens vom Kötzer eine Verwirrung und somit ein Bruch des Fadens eintreten.

Bei der Bildung des Ansatzes rücken die Grundflächen von Schicht zu Schicht langsamer vorwärts als die Spitzen derselben, und umgekehrt ist dies bei der Bildung des Mittelstückes der Fall. Bei derjenigen des Schlußstückes rücken beide gleich schnell vorwärts, da sämtliche Schichten von hier an gleiche Höhen besitzen.

Die Führung des Fadens beim Aufwinden desselben übernimmt der sogenannte Aufwinder und das Senken und Heben des letzteren die Leitschiene, bezw. die Stelze,

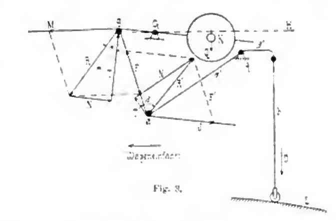


Fig. 3.

welche auf derselben aufruht und mit dem Aufwinder durch einen zweiarmigen Hebel verbunden ist (Fig. 3). Der Einfachheit halber denkt man sich nun die Spiralen in einzelne Fadenringe zerlegt. Nachdem der Ansatz gebildet ist, sorgt die Konstruktion der Leitschiene dafür, daß die Abstände dieser Ringe, also die Steigung der Schraubenlinie, während der ab- sowohl als auch während der aufsteigenden Spirale jeder einzelnen Schicht konstant bleiben. Dadurch ist bedingt, daß sich der Aufwinder bei der absteigenden Spirale mit ab- und bei der aufsteigenden mit zunehmender Geschwindigkeit bewegen muß.

Mit der Bewegung des Aufwinders findet selbstverständlich gleichzeitig ein Rotieren der Spindeln statt.

Wenn man nun von der Geschwindigkeit des Aufwinders und von derjenigen der Spindeln spricht, so hat man beide immer auf diejenige des Wagens, als Träger des Aufwinders und der Spindeln, zu beziehen. Für die folgende Betrachtung nimmt man eine konstante Einfahrtsgeschwindigkeit des Wagens an, somit eine konstante Fadenlieferung. In Wirklichkeit bewegt er sich zuerst mit zunehmender und dann mit abnehmender Geschwindigkeit. Dies hindert jedoch nicht, hier von der Annahme einer konstanten Wagengeschwindigkeit auszugehen; denn der Aufwinder- und der Spindelbewegungsmechanismus sind direkt mit dem Wagen gekuppelt. Einem Wagenweg a z. B. entspricht durch Konstruktion der Leitschiene ein Aufwinderweg b. Legt nun der Wagen diesen Weg a schneller oder langsamer zurück, so legt auch der Aufwinder seinen Weg b entsprechend schneller oder langsamer zurück.

Dasselbe gilt auch für die Tourenzahl der Spindeln. Einem Weg a des Wagens entspricht immer eine Tourenzahl c der Spindeln, ohne Rücksicht auf die Anzahl Sekunden, während welcher die Bewegung ausgeführt wird.

Das Resultat dieser Betrachtung sagt aus, daß für die Bewegung des Aufwinders und der Spindeln nicht die Zeitdauer, sondern der vom Wagen zurückgelegte Weg maßgebend ist.

Daß man nun den Wagen in Wirklichkeit nicht mit konstanter Geschwindigkeit sich bewegen läßt, hat nur den Zweck, die Wageneinfahrt in möglichst kurzer Zeit auszuführen, um somit die Leistung des Selfaktors auf ein Höchstmaß zu bringen. Dies könnte theoretisch auch erreicht werden, wenn man den Wagen mit einer mittleren konstanten Geschwindigkeit sich bewegen ließe, die sich aus der vorher angeführten zunehmenden und abnehmenden Geschwindigkeit ergeben würde. Es müßten dann jedoch bei Beginn der Einfahrt die zu bewegenden Massen sofort auf diese mittlere Geschwindigkeit gebracht und am Schluß derselben sofort zu Null gemacht werden. Ein starker Stoß am Anfang sowohl, als auch am Schluß der Bewegung wäre die Folge, und die schon ohnedies stark beanspruchten Seile, welche die Wageneinfahrt bewerkstelligen, würden noch bedeutend stärker belastet werden.

II. *Die Gleichung der Leitschiene.*

Die Aufgabe besteht darin, die Leitschiene so zu gestalten, daß sich die Fadenringe in konstanter Entfernung nebeneinander legen. Konstant muß diese Entfernung für jede einzelne kegelförmige Schicht sein; doch nimmt sie mit dem Wachsen der Kegelhöhen zu und umgekehrt.

Ist die Leitschiene einmal hergestellt, so kann ihre Form nicht mehr geändert werden.

Man konstruiert nun die Leitschiene, resp. deren Oberfläche in bezug auf das Schlußstück, also für diejenigen Kegelschichten, deren Höhen konstant bleiben.

Man nimmt an, daß die Spindel, auf welcher der Kötzer gebildet wird, ein Zylinder vom Radius r ist (Fig. 4). In Wirklichkeit bildet diese einen Kegelstumpf, um ein rasches Abziehen des Kötzers von derselben zu ermöglichen. Gegeben ist der Kegelstumpf von der Höhe h_1 und den Begrenzungskreisen $2r\pi$ und $2R\pi$.

Fig. 4.

Dieser Kegelstumpf stellt dann die Oberfläche der Schichten des Schlußstückes dar. h_1 bedeutet die konstant bleibende Schichtenhöhe, also gleichzeitig den halben Aufwinderweg innerhalb der Bildung einer solchen Schicht. Gegeben ist ferner die Größe der Wageneinfahrt s;

$$s = s_1 + s_2,$$

wobei s_1 den Wagenweg, bezw. die frei gewordene Fadenlänge für die ab- und s_2 diejenige für die aufsteigende Spirale bedeutet. In Wirklichkeit ist die Größe des Wagenweges nicht identisch mit der Länge des gelieferten Fadens, sondern letztere ist etwas größer; doch kann diese Differenz hier unberücksichtigt bleiben.

Die folgende Untersuchung werde nun für die aufsteigende Spirale durchgeführt; analog ist dann für die absteigende Spirale zu verfahren.

Nachdem man den Kegelstumpf zu dem zugehörigen Kegel mit der Höhe H vervollständigt, denkt man sich senkrecht zur Kegelachse n Ebenen gelegt, welche die Kegelhöhe in n gleiche Teile teilen. Jeder so entstandene Kegelstumpf hat dann die Höhe $\frac{H}{n}$. Greift man nun eine beliebige Stelle des Kegels heraus, so entspreche dieser ein Radius r_k und zählt bis zu diesem Kreis k Normalschichten, wenn man mit der Zählung derselben an der Spitze des Kegels beginnt. k durchläuft also die Werte von 0 bis n.

Auf Grund der Aehnlichkeit von Dreiecken entsteht folgende erste Gleichung:

$$r_k : R = \frac{H}{n} \cdot k : \frac{H}{n} \cdot n$$

$$r_k = R \cdot \frac{k}{n}; \quad \ldots \ldots \quad 1)$$

$$k = 0, \qquad r_k = 0,$$
$$k = k^1, \qquad r_k = r,$$
$$k = n, \qquad r_k = R.$$

Fig. 5 stelle die Leitschiene vor, dann entspricht AB der ab-, BC der aufsteigenden Spirale. Es soll nun die Kurvengleichung für BC aufgestellt werden.

B ist der höchste Punkt der Leitschiene, also derjenige Punkt, in welchem sich die Stelze befindet, wenn

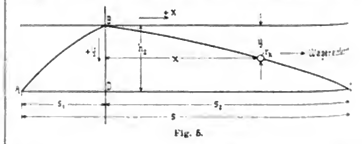


Fig. 5.

der Aufwinder seine tiefste Stellung einnimmt, also am Basiskreis $2R\pi$; während Stellung C der Spitze der Spirale, also $2r\pi$ entspricht.

In Fig. 3 sei

α' = Hebelarm des Aufwinders,

β' = „ der Stelze.

Es sei ferner:

$$\frac{\beta'}{\alpha'} = c,$$

dann ist

$$h_2 = c h_1 \quad \ldots \ldots \quad 2)$$

Man legt nun (Fig. 5) ein rechtwinkliges Achsenkreuz so, daß der Punkt B der Koordinatenanfang, die x-Achse

parallel und dann die y-Achse senkrecht zu AC gerichtet ist, wobei AC mit der Bewegungsrichtung des Wagens identisch ist.

Es ist dann:

x = Fadenlänge, Wagenweg;

y = Projektion des Weges der Stelze auf die y-Achse;

t = Anzahl der Fadenringe, gezählt von R bis r_k (Fig. 4);

T = Anzahl der Fadenringe, gezählt von R bis r.

Für die Stellung bei r_k ist nun:

$$x = \pi (R + r_k) t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

r_k aus Gleichung 1.

$$x = \pi t R \left\{1 + \frac{k}{n}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3')$$

$$y = \frac{H}{n} \left\{n - k\right\} c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

hieraus

$$\frac{k}{n} = 1 - \frac{y}{Hc} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4')$$

$$t = \frac{T}{h_1} \frac{H}{n} \left\{n - k\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

$\frac{k}{n}$ aus 4'

$$t = \frac{T}{h_1} \frac{y}{c} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5')$$

$$T\pi (R + r) = s_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

$$r = R \frac{H - h_1}{H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

in 6

$$T\pi R \left(2 - \frac{h_1}{H}\right) = s_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6')$$

hieraus T in 5' eingesetzt.

$$t = \frac{s_2}{\pi R \left(2 - \frac{h_1}{H}\right)} \frac{y}{h_1 c} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5'')$$

Den Wert von t aus Gleichung 5' und $\frac{k}{n}$ aus Gleichung 4' in Gleichung 3 eingesetzt, gibt

$$x = \frac{s_2}{h_1 c^2 \left\{2H - h_1\right\}} (2Hc - y) y \quad . \quad . \quad 3)$$

Setzt man nun:

$$\frac{s_2}{h_1 c^2 (2H - h_1)} = \frac{1}{b}; \quad 2Hc = a,$$

so ist

$$y^2 - ay + bx = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8)$$

Dies ist die Gleichung einer Parabel, deren Achse parallel zur x-Achse ist. Der Abstand beider ist gleich der Ordinate des Scheitelpunktes der Parabel.

$$y = \frac{a}{2} \pm \sqrt{\frac{a^2}{4} - bx} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

Für jeden Wert von x erhält man zwei Werte von y, ausgenommen der Fall, wenn

$$x_0 = \frac{a^2}{4b},$$

dann ist

$$y_0 = \frac{a}{2};$$

dies sind dann die Koordinaten des Scheitels der Parabel.

Führt man nun ein neues Koordinatensystem XY ein, so daß

$$x = \frac{a^2}{4b} + X; \quad y = \frac{a}{2} + Y,$$

so geht Gleichung 8 über in

$$Y^2 + bX = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Ganz analog läßt sich die Gleichung für AB der Leitschiene ableiten oder auch aus der vorhergehenden (9) direkt, wenn man entsprechend transformiert und für s_2 den Wert s_1 einsetzt.

Für die weitere Betrachtung diene wieder Gleichung 8. Es ist sofort ersichtlich, daß die Scheitelkoordinaten $x_0 y_0$ immer positiv sind.

Es muß nun sein

$$x_0 > s_2. \qquad y_0 > h_2.$$

Dies trifft zu, denn

$$x_0 = \frac{a^2}{4b} = \frac{H^2 s_2}{h_1 (2H - h_1)}.$$

Es ist immer

$$H > h_1$$

z. B.

$$H = h_1 + d,$$

so ist

$$x_0 = s_2 \left\{1 + \frac{d^2}{h_1^2 + 2h_1 d}\right\} > s_2 \quad . \quad . \quad 10a)$$

$$y_0 = \frac{a}{2} = Hc = H \frac{h_2}{h_1} > h_2 \quad . \quad . \quad . \quad 10b)$$

Es sind nun noch zwei sehr wichtige Bedingungen zu erfüllen.

Die Parabel wurde berechnet für das Schlußstück, also auf Grund der konstanten Kegelhöhen h_1.

Die erste Schicht des Kötzers, d. i. also diejenige, welche auf die nackte Spindel aufgewickelt wird, habe eine Höhe h_a, die Schlußschicht des Ansatzes, also die erste Schicht des Mittelstückes eine Höhe h_m.

Es ist nun:

$$h_1 > h_a < h_m.$$

Für die weitere Diskussion der von der Kurvengleichung noch zu erfüllenden Bedingungen muß zuerst folgende Betrachtung eingeschaltet werden.

Man verlangt, daß während der Bildung des Mittelstückes sowohl als auch während derjenigen des Schlußstückes die Entfernung der einzelnen Fadenringe voneinander innerhalb einer jeden einzelnen Schicht konstant bleibt, d. h. jeder Tourenzahl der Spindeln entspreche ein gleicher Weg des Aufwinders, resp. der Stelze. Die Berechnung der Leitschiene stützte sich jedoch nur auf die Aufrechterhaltung dieser Bedingung innerhalb der Schichten des Schlußstückes. Damit ist also noch nicht bewiesen, daß dies auch für diejenigen des Mittelstückes zutrifft. Solange nun diese Kurve der Leitschiene eine Parabel, also eine krumme Linie und keine gerade Linie ist, kann diese Bedingung, theoretisch genommen, für beide Teile der Kötzerbildung unmöglich erfüllt werden.

In Fig. 6 sei BC_3 die Parabel, konstruiert für das Schlußstück. Für den Beginn der Kötzerbildung, wo die Schichten mit der Höhe h_2 beginnen, denkt man sich die Parabel BC_3 um Punkt B nach C_1 gedreht; von hier aus nach C_2, als Stellung für den Beginn des Mittelstückes. Hier haben die Schichten die größte Höhe h_m erreicht; schließlich dreht sich die Parabel nach C_3 zurück und man ist somit am Beginn der Bildung des Schlußstückes angelangt. Von hier an findet keine Drehung mehr statt.

Selbstverständlich muß sich die Leitschiene während der ganzen Kötzerbildung senken, wegen des Fortschreitens der einzelnen Schichten.

Damit nun auch für Stellung BC_2 die Entfernung der Fadenringe konstant bleibt, konstruiert man sich gerade so wie für BC_3 die Parabel. Dreht man nun die Parabel BC_3 um Punkt B nach C_2, so ist es klar, daß sich beide Parabeln niemals decken werden. Denn dies könnte nur bei kongruenten Parabeln der Fall sein, was jedoch letztere nicht sind. Benutzt man also die Parabel BC_3 auch für die Stellung BC_2, so kann für das Mittelstück die genannte Bedingung der konstanten Ringentfernung, theoretisch betrachtet, nicht erfüllt werden; die Entfernung

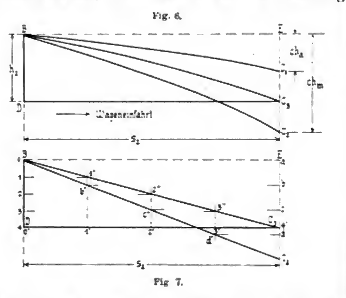


Fig. 6.

Fig. 7.

wäre nicht mehr konstant. An Stellen mit zu großer Entfernung würde eine Lücke, an solchen mit zu kleiner Entfernung eine Anstauung des Fadens in der Kötzerbildung stattfinden, was selbstverständlich nicht eintreten soll.

Wie bereits erwähnt, würde die Bedingung immer erfüllt werden, wenn die Kurve keine Parabel, sondern eine Gerade wäre.

Wenn nun im folgenden dies für die Gerade bewiesen wird, so läßt sich das Ergebnis für den Fall einer Leitschiene mit krummer Oberfläche zunutze ziehen.

Ehe nun dieser Beweis erbracht wird, muß man von dem folgenden Fehler absehen.

An Stelle der Parabel hat man nun eine gerade Linie BC_3 (Fig. 7). Teilt man BD in gleiche Teile, so entsprechen gleichen Aufwinderwegen gleiche Fadenlieferungen; infolgedessen müßten die Fadenschichten in Zylinderform aufgewunden werden; man verlangt jedoch Kegelform. Deshalb muß man für die folgende Untersuchung den Fehler unberücksichtigt lassen und sagen, es entstehen trotzdem Kegelwindungen; denn der Zweck, der bei dieser Untersuchung erreicht werden soll, nimmt, wie man später sehen wird daran keinen Anstoß.

Man teile nun z. B. BD in vier gleiche Teile. Es entsprechen nun den Punken $0, 1, 2, 3, 4$ die Wagenstellungen $0', 1', 2', 3', 4'$ und die Stelzenstellungen $0'', 1'', 2'', 3'', 4''$. Man dreht nun BC_3 um Punkt B nach C_2, als Stellung für den Beginn des Mittelstückes. Teilt ebenfalls EC_2 ($EC_2 \parallel BD$) in vier gleiche Teile; zieht durch die Teilpunkte abc usw. die Wagerechten bis zum Schnitt mit BC_2 und erhält die Punkte $a''b''c''$ usw. als Stellungen der Stelze. Es liegen nun entsprechende Punkte z. B. $1'b''1''$ auf Senkrechten zu DC_3, denn sowohl BC_3 als BC_2 werden in vier gleiche Teile geteilt. Somit ist bewiesen, daß entsprechenden Aufwinder- bezw. Stelzenwegen gleiche Wagenwege, somit gleiche Fadenlieferungen zugehören; dazu kommen noch gleiche Tourenzahlen der Spindeln für gleich große Aufwinderwege, innerhalb jeder einzelnen Schicht. Somit wird hier immer die Bedingung der konstanten Fadenringentfernung erfüllt.

Wenn nun auch die Kegelhöhen verschieden sind, so entsprechen trotzdem den Stellungen $0, 1, 2$ (Fig. 8) des Aufwinders gleiche Durchmesser, wie den entsprechenden Stellungen abc usw. mit der Voraussetzung, daß der

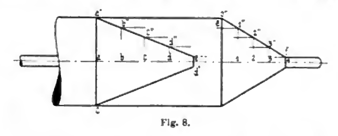


Fig. 8.

Grund- und Spitzenkreis der Kegel konstant bleiben. Es muß ja jeweils der gelieferte Faden aufgewickelt werden. Der Beweis ist wie folgt leicht zu führen. Zu BC_3 gehört der Kegel mit der Mantellinie ef, zu BC_2 — cd'. Man teilt nun die Kegelhöhen wieder in vier gleiche Teile und zieht die Wagerechten bis zur entsprechenden Kegelmantellinie. Es ist sofort klar, daß die Punkte $o''a''$ und $1''b''$ usw. gleichen Abstand von der Kegelachse haben. Somit ist bewiesen, daß entsprechenden Aufwinderstellungen für die verschiedenen Schichten gleiche Kegeldurchmesser zugehören. Der Unterschied ist nur der, daß für Kegelschichten mit größeren Höhen die Aufwindergeschwindigkeit insgesamt zunimmt; denn der Aufwinder muß während derselben Wageneinfahrtszeit einen größeren Weg zurücklegen als bei Kegelschichten mit kleineren Höhen.

Der Weg s_2 als Weg, bezw. als Fadenlieferung für die aufsteigende Spirale ist festgelegt, doch kann man die Höhe BD (Fig. 6) verändern. Damit ist nicht gesagt, daß man eine solche Veränderung durch Drehen der Laufschiene um Punkt B erreicht; sondern für dieselbe Stellung, also für diejenige der Bildung des Schlußstückes kann BD verschieden groß gewählt werden. Es ändert sich dann natürlich auch der Hebelarm (Fig. 3), an welchem die Stelze angreift, um die Aufwinderbewegung hervorzurufen. Je größer eben BD wird, desto größer muß dann der Hebelarm der Stelze werden und umgekehrt; denn an der Größe der Aufwinderbewegung soll nichts mehr geändert werden.

Je kleiner man nun bei Konstanten s_2 BD annimmt, desto flacher wird die Parabel, desto mehr nähert sie sich einer geraden Linie, desto mehr erfüllt sie die Bedingung, daß die Entfernungen der Fadenringe voneinander auch für sämtliche Schichten des Mittelstückes, innerhalb jeder einzelnen derselben, konstant bleiben. Während nun, wie bereits erwähnt, bei der Leitschiene mit gerader Oberfläche (Fig. 7) der Fehler eintreten würde, daß

$$0'1' = 1'2' = 2'3',$$

d. h. daß gleichen Wagenwegen gleiche Aufwinderwege entsprechen, ist jedoch bei der Parabel laut Berechnung

$$0'1' > 1'2' > 2'3',$$

wegen der Abnahme des Durchmessers der Fadenringe innerhalb der Bildung der aufsteigenden Spirale.

Die Verhältnisse von BD und s_2 sind nun in der Praxis so gegeben, daß bei einer Drehung der Leitschiene um Punkt B aus der Stellung C_3 nach C_2 die gestellte Bedingung der konstanten Ringentfernung sehr genau erreicht wird. An Hand von gezeichneten Parabeln kann die Richtigkeit dieser Untersuchung sofort erprobt werden.

Man sucht also BD möglichst klein zu machen; deshalb ist es auch erklärlich, warum die Parabel für das Schlußstück konstruiert wurde und nicht für den Beginn des Mittelstückes; weil wegen der kleineren Höhen der

Schichten, resp. BD, im ersteren Fall die Parabel flacher wird, wie im letzteren.

Ob nun die Konstruktion, gestützt auf die Bildung der Schichten des Schlußstückes, endgültig gemacht werden kann, muß noch folgende Untersuchung zeigen.

Wie auf S. 499 erwähnt wurde, sind von der Parabel noch zwei Bedingungen zu erfüllen, deren nähere Betrachtung jetzt folgen soll.

Gleichung 10a sagt aus, daß die Parabel über s_3, d. h. über C_3 hinausragt. Dies muß natürlich zutreffen, denn dreht man die Parabel um Punkt B nach C_2, so muß die Parabel mindestens noch durch den Punkt C_2 gehen, d. h. es dürfte im schlimmsten Falle EC_2 Tangente an die Parabel werden. Würde man nun eine Gerade auf der Parabel sich abwälzen lassen, so daß diese jederzeit tangiert, dann würde der Neigungswinkel dieser Geraden gegen die positive x-Achse von einem spitzen Winkel stetig bis $\frac{\pi}{2}$ wachsen müssen. Andererseits muß für die Stellung BC_1 (Fig. 6 S. 500) die Bedingung erfüllt werden, daß im äußersten Falle die x-Achse selbst Tangente an die Parabel wird. Die entsprechenden Gleichungen für die Erfüllung dieser Bedingungen können selbstverständlich auch aufgestellt werden. Viel schneller und für die Praxis ebenso genau verfährt man jedoch mit Hilfe der Parabel selbst. Nachdem man dieselbe für BC_3 gezeichnet und die Punkte C_1, C_2, C_3 festgelegt hat, kann man mittels Pauspapier diese Proben für die Grenzfälle machen. Je weiter die Lagen BC_1 und BC_2 von den genannten Endstellungen entfernt sind, desto besser wird dann auch die Bedingung durchgeführt, daß die Abstände der Fadenringe voneinander innerhalb einer jeden einzelnen Schicht konstant bleiben. Von BC_1 bis BC_2, also während der Bildung des Ansatzes, wird diese Bedingung zwar trotzdem nicht erfüllt; was jedoch seinen Grund darin hat, daß innerhalb dieser Periode der Kötzerbildung gleichen Aufwinderwegen keine gleichen Tourenzahlen der Spindeln zugehören, worüber im nächsten Kapitel noch gesprochen werden wird.

(Fortsetzung folgt.)

Moderne Bahnhofsbeleuchtung.

Von Regierungsbaumeister **Hans A. Martens.**

Bahnhofsanlagen stellen der Beleuchtungstechnik mehr oder weniger verschiedene Aufgaben, die im Zusammenhang mit der örtlichen Ausdehnung, der betrieblichen Wichtigkeit und dem Umfange des Nachtbetriebes der Anlage stehen. Eine weitere Unterteilung der Anforderungen wird durch die Innen- und Außenbeleuchtung vorgenommen. Die Flächenhelligkeit wird daher keinen allgemein gültigen Festwert haben, sondern mit dem jeweiligen Lichtbedürfnis schwanken. Grundsätzlich muß festgehalten werden, daß die Beleuchtung des Bahngeländes, insbesondere der Bahnhofsvorplätze, Bahnsteige und der Räumlichkeiten welche dem öffentlichen Verkehr zugänglich sind, nicht spärlicher gehalten sein darf als wie man sie am Ort selbst in den Straßen und besseren Gasthäusern gewöhnt ist. Ist dort Gas, so soll der Bahnhof nicht in trübem Petroleumlicht dämmern, ist dort elektrisches Licht, so soll auch dieses auf dem Bahnhof eingeführt sein. Nichts ist trostloser für den Reisenden, als wenn er auf einer fremden Station ankommt, mühsam und unsicher mit den Füßen nach dem Bahnsteig angelt und buchstäblich ins Dunkle zu tappen vermeint; nichts fordert die Kritik am Fiskus mehr heraus, als wenn er sich in bewußten Gegensatz zu anderen ortsüblichen Einrichtungen setzt, der hier besonders auffällig „beleuchtet" wird. Dasselbe Streben, welches in dem Stil von Bahnhofsbauten bodenständige Eigenheiten der Gegend ausdrückt, kann in gleicher Weise auf dem Gebiete der Beleuchtung zwischen Bahnhof und Stadt engere Fühlung nehmen lassen. Es wird bekannt sein, daß z. B. die preußischen Staatsbahnen in beiden Hinsichten mit bestem Erfolg vorgegangen sind.

Das Mindestmaß an Helligkeit wird erreicht sein, wenn Aushänge, wie Fahrpläne, Preisanzeiger, Zugtafeln noch eben lesbar sind und wenn man in den Warteräumen überall an den Tischen lesen und schreiben kann; auch müssen an den Schaltern Geld und Fahrkarte gut erkennbar sein. Je mehr diese Forderungen durch eine Allgemeinbeleuchtung erfüllt werden, um so gleichmäßig heller und freundlicher werden die Räumlichkeiten bei Dunkelheit erscheinen. Die obere Grenze der Helligkeit wird durch die Bedeutung des Bahnhofs gezogen, so daß die Beleuchtung dieser entsprechend stark schwankt.

Für die Außenbeleuchtung auf den Gleisanlagen erscheint eine Helligkeit, die gleichwertig ist derjenigen einer Winternacht mit klarem Mondschein, erstrebenswert, wobei wichtige Verkehrsstellen stärker zu beleuchten sind.

Die Bedingungen, denen eine Bahnhofsbeleuchtung, ob groß oder klein, genügen muß, sind:

1. geringe Anlagekosten,
2. geringe Unterhaltungskosten,
3. geforderte Flächenhelligkeit unter Wahrung der Wirtschaftlichkeit,
4. einfache Bedienung und Wartung,
5. Sicherheit gegen Betriebsstörungen und Beschädigungen,
6. Selbst- und Fernzündung,
7. möglichst große Lichtstärke der Außenlampen für die Gleisanlagen,
8. wünschenswert bleibt die wirtschaftliche Lichterzeugung in bahneigenem Betriebe.

Diese Bedingungen versucht die Beleuchtungstechnik durch verschiedene Lichtsysteme und Sonderbauarten der Lampen zu erfüllen, die beide, wenn auch nach außen kaum wahrnehmbar, einen erbitterten Kampf des Wettbewerbes kämpfen. Während vor Einführung des elektrischen Lichts das Gaslicht einzige Herrscherin auf dem Gebiete zentraler Lichtversorgung war, trat mit jenem ein Gegner auf den Plan, so daß nun beide Systeme um die Führung im Beleuchtungswesen ringen: Viel fruchtbarer Fortschritt ist der Erfolg. Aber während Gas und Elektrizität in ihrem Streben der zentralen Versorgung nach möglichst großen Versorgungsgebieten hinarbeiten, wobei mit der Anzahl angeschlossener Lampen auch die Wirtschaftlichkeit des Betriebes steigt, entstanden Beleuchtungssysteme, die auch kleinere und kleinste Gebiete wirtschaftlich zu beleuchten suchten. Sie sind heute längst lebensfähig geworden in den Luftgasanstalten, deren Ausbreitung sich in aufsteigender Linie befindet. Und noch seltsamer: Das scheinbar längst überholte Prinzip der Wachskerze, welche Lichterzeugung, Leitung und Lampe in sich vereinigt, ist in vervollkommneter Gestalt wieder zu Ansehen gekommen: Die Petroleumdampflampen sind unabhängig von Zentrale und Leitung, erzeugen aus dem dicht bei sich aufgespeicherten Rohstoff den Lichtträger selbst und können ohne weiteres dort, wo sie erforderlich sind, auf-

gestellt und in Betrieb genommen werden. Alle diese Fortschritte sind von den Eisenbahnverwaltungen nicht unbeachtet geblieben, so daß z. Z. für die Bahnhofsbeleuchtung vorzugsweise verwendet werden:

Elektrizität }
Steinkohlengas } in zentraler Versorgung
Luftgas, }
Petroleum, in Einzellampen,
(Spiritus).

Die Preise für die einzelnen Beleuchtungsarten gehen aus nachstehender Zusammenstellung hervor:

Art der Beleuchtung	Preis des Lichtträgers	Lichtstärke in Kerzen	Verbrauch i. d. Stunde	Preis i. d. Stunde
Elektr. Glühlicht . . .	50 Pf. auf 1 KW/std	100	0,3 KW	16 Pf.
„ Bogenlicht . .	50 „ „ „	100	0.075 „	4 „
Steinkohlengas-Glühl. .	16 „ „ 1 cbm	100	200 l	3,2 „
Luftgas	11 „ „ 1 „	50	100 l	1,0 „
20‴ Petroleumbrenner	20 „ „ 1 l	100	0,47 l	9,4 „
Petroleumpreßgaslicht .	50 „ „ 1 l	100	0,047 l	1,0 „
(Spiritusglühlicht . . .	40 „ „ 1 l	100	0,15 kg	6,0 „)

Die Werte, die natürlich nur relativen Vergleichswert haben, lassen erkennen, daß Rentabilitätsberechnungen jedem Entwurf einer Bahnhofsbeleuchtung unter Berücksichtigung örtlicher Preise für Licht und Rohstoffe zur Lichterzeugung zugrunde zu legen sind. Erwünscht ist die Unabhängigkeit von fremden Werken. Das Beleuchtungssystem wird die meiste Aussicht auf Verwendung im Eisenbahnbetrieb haben, welches es ermöglicht, durch bahneigene Einrichtung allein wirtschaftliche Beleuchtung zu schaffen. Denn, wenn auch die Abgabe von Licht von benachbarten Lichtwerken zu einem häufig billigeren als dem ortsüblichen Preise geschieht, so läßt sich doch nicht im mindesten übersehen, ob dieser Preis für die gekaufte Lichtmenge wirklich wirtschaftlich zu nennen ist. Die Werke machen ihre Tarifpolitik zu ihren Gunsten. Also bleibt diese finanzielle Abhängigkeit von der mehr oder weniger großen Rentabilität fremder Lichtwerke — wovon doch der Lieferpreis abhängt — immer ein ungewisser Faktor in der bahneigenen Finanzwirtschaft. Wenn trotzdem zahlreiche Bahnhöfe mit namentlich kleinerem und mittlerem Lichtbedarf an Werke naheliegender Gemeinden angeschlossen werden und dadurch dem Gemeindesäckel zugute kommen, indem sie als größere Abnehmer zur Erhöhung der Lebensfähigkeit des Werkes beitragen, so muß in vielen Fällen den Bahnverwaltungen das Verdienst zugesprochen werden, an ihrem Teil am Allgemeinwohl hierdurch mitzuarbeiten. Die Stadtgemeinden sind sich dessen auch wohl bewußt und daher eifrig bemüht, sich die Lichtversorgung ihrer Bahnhöfe nach Möglichkeit zu sichern. Immerhin fallen die Bestrebungen der Lichttechnik, für alle Verhältnisse unabhängige Beleuchtung zu schaffen, auf fruchtbarsten Boden, zumal ja nicht überall fremde Lichtwerke in unmittelbarer Nachbarschaft der Bahnhöfe vorhanden sind.

Die genannten Systeme werden einzeln für sich oder vereinigt angewendet. Natürlich ist es für den ganzen Betrieb am einfachsten, nur nach einem System zu beleuchten. Aber Forderungen der Wirtschaftlichkeit haben doch schon dazu geführt, die Beleuchtung nach zwei verschiedenen Systemen durchzuführen. Die Verwendbarkeit der Systeme läßt sich am besten an Hand der oben aufgestellten Forderungen einer Bahnhofsbeleuchtung beurteilen.

Die Bewertung der Anlagekosten bahneigener Lichtwerke als ein Teil der Betriebskosten oder mit anderen Worten ihre Verzinsung und Abschreibung läßt sich nur durch sorgfältige Rentabilitätsberechnungen für die geplante Anlage ermitteln. Es ist nicht möglich, eine bestimmte Grenze zu ziehen zwischen zentraler Versorgung, welche durch die Lichtleitung Kapitalsanlage erfordert, und der gegensätzlichen Beleuchtung mit Einzellampen ohne Leitungsnetz. Die Wirtschaftsberechnung wird auch den Ausschlag geben bei der Frage, ob das Licht im bahneigenen Werk zu erzeugen oder von fremden Werken zu beziehen ist. Die örtlichen Verhältnisse, wie Verkehr des Bahnhofs, Preise der Rohstoffe zur Lichtgewinnung, liegen zu verschieden, als daß nur annähernd Normalrezepte für Bahnhofsbeleuchtungen gegeben werden könnten. Wo immer es angängig ist, wird das elektrische Licht Verwendung finden, selbst auf mittelgroßen Bahnhöfen, sofern nur deren Vergrößerung abzusehen ist und wenn Bewegungsenergie an mehreren voneinander entfernt liegenden Stellen gebraucht wird. Es erfüllt alle technischen Bedingungen am besten und wird darin von keinem Konkurrenzlicht übertroffen. Unbestritten aber unterliegt es als Glühlicht noch dem Gasglühlicht, so daß eine Vereinigung von elektrischer Bogenlampenbeleuchtung und Gasglühlichtbeleuchtung nicht unzweckmäßig und schon mit wirtschaftlichen Vorteilen vorgenommen worden ist. Es wird immer angebracht sein, wo viel Außenlicht gebraucht wird, also bei großer räumlicher Ausdehnung der Bahnhofsanlagen.

Steinkohlengaslicht gibt gute Innenbeleuchtung, während es für Außenbeleuchtung mit großen Lichtstärken zu teuer wird. Es wird nur von fremden Werken gekauft, da es zur Anlage eigener Werke zu hohen Jahresverbrauch voraussetzt, dem ein Lichtnetz entsprechen würde, das mit elektrischem Licht vollkommener und billiger zu beleuchten wäre.

Aber die zentrale Versorgung selbst für kleine und mittlere Bahnhöfe hat doch zu große Vorteile, als daß sie die Erfinder hätte ruhen lassen. Schon seit Jahren ist an der Vervollkommnung solcher Beleuchtungssysteme gearbeitet worden. Nachdem sie sich als Luftgasanlagen in Fabrikanlagen, Stadtgemeinden bewährt haben, sind auch die Eisenbahnen zu Versuchen geschritten, die ihnen ein weites Feld der Verwendung geöffnet haben. Bis zu einem Jahresverbrauch von 100 000 cbm sind sie noch wirtschaftlich zu betreiben, darüber hinaus treten Steinkohlengasanstalten an ihre Stelle. Bei Bahnhofsanlagen würde in diesem Falle ein Anschluß an das vorhandene städtische Gasnetz bezw. ein Wechsel in dem System überhaupt einzutreten haben. Für Gleisbeleuchtung ist das Luftgas wegen zu hohen Gasverbrauchs bei großen Lichtstärken unbrauchbar, so daß es auf Innenbeleuchtung und dieser gleichwertige Außenbeleuchtung von nicht mehr als 75 NK beschränkt bleibt. Diese Lücke hat die Lichttechnik geschlossen durch Erfindung und r Einführung der Petroleumdampflampen, deren Lichtstäken bis zu 700 NK auf Gleisen und Bahnsteigen kleinerer und mittlerer Bahnhöfe eine diesen entsprechende, sehr annehmbare Beleuchtung geben. Sie sind die beste Ergänzung zu der Luftgasbeleuchtung, so daß eine gemeinsame Verwendung eine glückliche Lösung für die Aufgabe darstellt, mittlere Bahnhofsanlagen, denen Anschluß an elektrische oder Gaszentralen nicht ermöglicht werden kann, zeitgemäß zu beleuchten. Auch die Vereinigung der Petroleumdampflampen mit Steinkohlengaslampen ist ausgeführt und wird wirtschaftlich betrieben im Gegensatz zu den im Betriebe teueren Starklichtgaslampen. Wo der Lichtbedarf sich nur auf einige wenige Lampen beschränkt, haben die Petroleumdampflampen dazu beigetragen, die Beleuchtung zeitgemäß zu gestalten.

Die Forderung einfacher Bedienung der Beleuchtungsanlage sichert den betriebsfähigen Zustand. Wo ein bahneigenes Lichtwerk vorhanden ist, kann man auf technisch geschulte Kräfte, d. h. geprüfte Maschinisten rechnen. In der Regel obliegt aber die Bedienung der Lampen Bahnhofsarbeitern, die wohl ein paar Tage angelernt werden, aber meist zu wenig Verständnis mitbringen. Je einfacher die Lampen, namentlich für den Betrieb auf kleinen und kleinsten Bahnhöfen, gebaut sind, um so mehr wird fehlerfreies und betriebssicheres Arbeiten gewährleistet sein. Insbesondere erfordert die Reinigung und Unterhaltung der Lampen für flüssigen Brennstoff wegen der Kondensate und Ausscheidungen in den Brennern noch zu große Sorgfalt. Nach dieser Richtung hin bleibt den Fabriken noch viel konstruktive Arbeit übrig. Viele Lampen lassen es auch an Zugänglichkeit zwecks Reinigung noch sehr fehlen; letztere wird dann natürlich nur mangelhaft bewirkt oder unterbleibt gänzlich, wodurch Versagen der Lampen herbeigeführt wird. Die Schwierigkeit, Hochmastgaslampen unter Vermeidung verwickelter Bauteile zum Herablassen einzurichten, damit sie zu ebener Erde nachgesehen werden können, ist zu bekannt, als daß sie hier noch ausführlich besprochen werden müßte. Zahlreiche Patente bestehen, aber keins wird die Einfachheit der in beliebiger Lage herabhängenden elektrischen Leitungsdrähte erreichen, welche die Verbindung zwischen fester Leitung und Lampe so zuverlässig vermitteln. Die Instandsetzung betriebsunfähiger Lampen geschieht zweckmäßig durch besonders ausgebildete Lampenschlosser in den Eisenbahnwerkstätten. Der Versand der Lampen geschieht in besonders hergerichteten Verpackungen, um sie vor Beschädigungen unterwegs zu schützen. Als zweckmäßig, wenn auch noch wenig eingeführt, muß es bezeichnet werden, wenn die Beleuchtungsanlagen, die nur von Arbeitern bedient werden, in regelmäßigem Plan von einem Wanderschlosser nachgesehen werden. Es soll nicht vergessen werden, anerkennend hervorzuheben, daß die Firmen ohne Entschädigung Eisenbahnschlosser in ihrer Fabrik mit den Einrichtungen gern vertraut machen, wodurch beiden Teilen in gleicher Weise geholfen ist.

Von besonderer Wichtigkeit ist die Forderung der Selbst- und Fernzündung, die vollkommen und betriebssicher nur von der elektrischen Beleuchtung erreicht wird. Auch für Gaslicht ist Einzel- und Gruppenfernzündung seit einigen Jahren mit Erfolg ausgeführt worden. Aber die nicht allgemeine Einführung spricht selbst gegen sie: Teilweise zu unwirtschaftlich, teilweise nicht zuverlässig genug in der Wirkung. Die Forderung ist insofern von Bedeutung, als sie beim Anzünden und Löschen Personal spart und es ermöglicht, daß einzelne Lampen oder Lampengruppen bei Betriebspausen gelöscht und bei Bedarf schnell wieder entzündet werden können, eine Maßnahme, der man in neuerer Zeit mehr wie früher seine Aufmerksamkeit zuwendet: Eine brennende Lampe dort, wo nichts vor sich geht, ist immer vergeudetes Geld. Es werden daher mit Vorliebe die Lampenausschalter in der Nähe der Stellen angeordnet, welche über die Lichtnotwendigkeit am besten befinden kann. Es ist z. B. versucht worden, die elektrische Außenbeleuchtung der Gleise von den Stellwerken aus schalten zu lassen. Zwar werden diese Bestrebungen im Außendienst noch mit Mißtrauen betrachtet; es unterliegt aber keinem Zweifel, daß es Stunden gibt, in denen in Güterschuppen, Wartesälen, auf den Ladebühnen, Bahnsteigen und Gleisen an Stelle der Vollbeleuchtung eine Teilbeleuchtung treten kann, ohne die Betriebssicherheit zu gefährden und Diebstählen, die durch Dunkelheit begünstigt werden, Vorschub zu leisten. Auch der Entwurf des Lichtnetzes wird hierauf Rücksicht zu nehmen haben.

Während die Lichtstärken bei Innen- und dieser ähnlichen Außenbeleuchtung unter bedeckten Bahnsteigen und an Laderampen dem jeweiligen Bedürfnis angepaßt werden können, da die Industrie Lampen in zahlreichen Helligkeitsabstufungen herstellt, gilt für die Außenlampen immer die Forderung möglichst großer Lichtstärken; dadurch wird erreicht, daß eine geringste Anzahl von Lampen zwischen den Gleisen aufzustellen ist, daß die Lampen mit ihren Lichtpunkten möglichst hoch gehängt werden können, um Blendwirkungen und Ueberleuchten von schwächeren Signallichtern zu vermeiden und um zwischen die Wagen möglichst senkrecht hineinleuchten zu können, damit nicht zu lange Schlagschatten geworfen werden. Daraus folgt, daß sich die Lampe für Bahnhofsaußenbeleuchtung mit Notwendigkeit zur Hochmastlampe mit sehr starker Leuchtkraft entwickeln mußte. Diese Aufgabe wird am besten durch die elektrische Bogenlampe gelöst. Die Gastechnik hat das gleiche Ziel mit der Konstruktion der mit Gruppenbrennern ausgerüsteten Starklichtlampen zu erreichen versucht: Technisch nicht ohne Erfolg, leider aber ohne die Oekonomie der elektrischen Bogenlampen. Für geringeren Lichtbedarf haben sich die Petroleumdampflampen wirtschaftlich und technisch brauchbar erwiesen. Man wird sich also, wo elektrische Energie nicht verfügbar ist, mit geringeren Lichtstärken nach Maßgabe der Wirtschaftlichkeit begnügen müssen.

Scheinbar noch nicht genügende Beachtung wird der Tatsache geschenkt, daß Bahnhofssignallichter durch Bogenlicht häufig an Sichtbarkeit erheblich einbüßen. Die Frage wird aus Gründen der Betriebssicherheit näher zu studieren sein: Vielleicht läßt sich ein bestimmter Höhenunterschied zwischen Signallicht und Bahnhofslampe festlegen, vielleicht auch nach Vorgang der ungarischen Staatsbahnen durch einen zweckmäßig zwischen Signal und Bogenlampe aufgestellten Schirm das Licht der letzteren gegen jenes abblenden.

Vorsichtig gehen die Eisenbahnverwaltungen mit der Einführung neuer Licht- und Lampensysteme, welche die Industrie auf den Markt wirft, zu Werke. Erkundigungen werden eingezogen, Beobachtungen an probeweise beschafften Lampen werden angestellt, wobei zwischen laboratoriumsähnlichen und Versuchen unter wirklichen Betriebsverhältnissen unterschieden wird. Die Leuchttechnik ist eifrig an der Arbeit, die vorhandenen Lichtsysteme zu vervollkommnen, neue zu erfinden und sie den eigenartigen Forderungen des Eisenbahnbetriebes in Sonderbauarten anzupassen. Je mehr die Firmen mit diesen vertraut werden, um so zweckentsprechender werden ihre Konstruktionen ausfallen.

Ueber Preßluft-Ausrüstungen.

Von Ingenieur **H. Grimmer**.

(Schluß von S. 490 d. Bd.)

Die *Metallschlauchfabrik Pforzheim* verwendet für ihren Schlauch (s. Fig. 39) Verschraubungen nach Fig. 55a u. 55b. Fig. 55a zeigt die Befestigung mit Innenkonus, Fig. 55b dieselbe mit Außenkonus und Ueberwurfmutter sowie End-

schutzhülse. Bei Fig. 55a faßt der vordere Teil der Kupplung *A* durch Ueberschrauben das Schlauchende; durch die Ueberwurfmutter *B* wird die Packung *k* festgepreßt und dadurch die Abdichtung zwischen Schlauch und Verschraubung bewirkt. Bei Fig. 55b ist die Ueberwurfmutter noch mit einer Fortsetzung versehen, in die die Endschutzhülse *C* aus starkem Metall-Schutzschlauch eingeschraubt wird.

Diese Endschutzhülsen sind stets zu empfehlen, wenn die Schlauchenden viel bewegt werden; denn sie verhüten zu kurzes Biegen und schließliches Knicken des Schlauchendes.

Ist die Kupplung aufgebracht, so umwickelt man den Schlauch hinter derselben dicht und fest mit talggeschmiertem Hanf auf eine Länge gleich dem Fassungsraum der Ueberwurfmutter, spannt den vorderen Teil mit seinem Achtkant in einen Schraubstock und zieht die Ueberwurfmutter fest.

Bei der Befestigung (Fig. 55b) muß zum Zwecke des Einspannens der Innenkonus von Fig. 55a oder ein passendes Rohrstück eingeschraubt und vermittels der Mutter *D* festgezogen werden.

Die biegsamen Metallrohre der „*Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken Karlsruhe*" werden vorläufig nur in Längen bis zu 3,5 m angefertigt, weshalb es in den meisten Fällen notwendig wird, mehrere solcher Stücke fest miteinander zu verbinden. Eine derartige Mittelverbindung für Rohre ohne Umflechtung zeigt Fig. 56a, eine solche für Rohre mit Umflechtung Fig. 56b, während die Verbindung der nackten Rohre mit einer *Lehmann*schen Kupplung in Fig. 57 dargestellt ist.

Die Verbindung des nackten bezw. mit Flachstahlgeflecht umhüllten Rohrs mit der Muffe bezw. Kupplung erfolgt in der Weise, daß man beide Teile ineinander schiebt und mit Weichlotkomposition vergießt.

Abweichend hiervon ist die Befestigungsart nach Fig. 58. Hierbei wird das Rohr so weit in die mit ent-

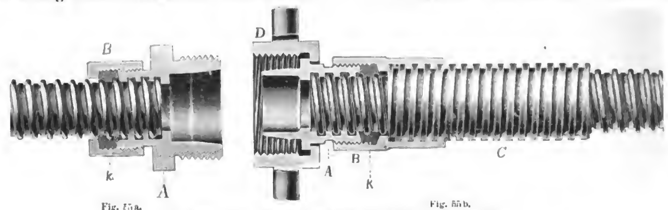
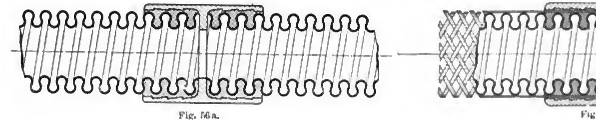
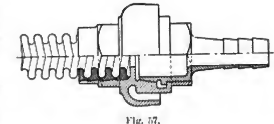


Fig. 55a. Fig. 55b.

Fig. 55a und 55b. Verschraubungen der Metallschlauchfabrik Pforzheim.


Fig. 56a. Fig. 56b.


Fig. 57.

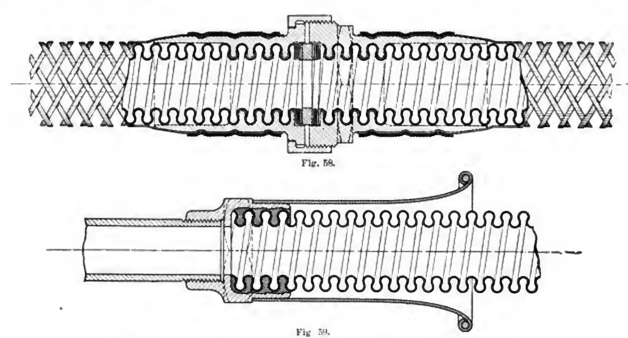

Fig. 58.

Fig. 59.

Fig. 58—59. Verschraubungen der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken Karlsruhe.

sprechendem Gewinde versehene Kupplungshälfte eingedreht, daß 2—2$^1/_2$ Gänge vorstehen, welche alsdann ausgeglüht und glatt geschlagen werden. Die hierdurch entstehende Dichtungsfläche wird hart verlötet und eben gefeilt.

Um zu kurzes Abbiegen, Knicken oder Loslösen der nur an einem Ende befestigten, am andern Ende dagegen frei beweglichen Rohre oder Schläuche zu vermeiden, empfiehlt es sich, den Muffenteil der Endverbindung mit einer Außentülle nach Fig. 59 zu versehen.

Nietwärmfeuer.

Ausgedehnte Verwendung findet die Preßluft zur Ausführung von Nietarbeiten. Die höchste Leistung einer solchen mit Preßluft betriebenen Nietanlage hängt wesentlich davon ab, ob den Nietmaschinen bezw. den Hand-

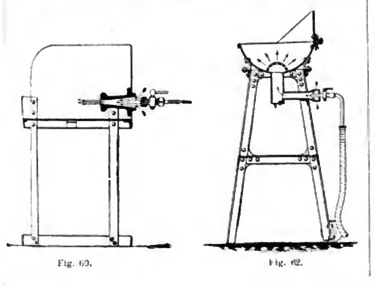


Fig. 60. Fig. 62.

Fig. 61.

Fig. 63.

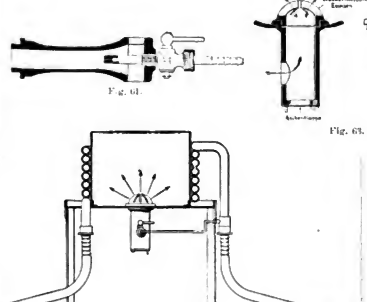


Fig. 64.
Nietwärmöfen von Boye.

Niethämmern die warmen Niete ebenso rasch zugeführt werden, wie die Werkzeuge zu arbeiten imstande sind.

Die zu diesem Zwecke verwendeten Nietwärmöfen sollen neben ihrer Leistungsfähigkeit einfach zu handhaben sein, mit geringem Verbrauch an Gebläseluft und Brennmaterial arbeiten und ferner den bedienenden Arbeiter möglichst wenig durch die ausstrahlende Wärme und austretendes Feuer belästigen bezw. in seiner Tätigkeit behindern. Das Feuer selbst soll andauernd gleichmäßig und lebhaft brennen und sämtliche Niete gleichmäßig erhitzen, ohne dieselben zu verbrennen.

Unter den Nietfeuern der Firma *Brüder Boye*-Berlin ist das einfachste (Fig. 60) für schlackende Kohle bestimmt. Es besteht aus einem auf leichtem Gestell befestigten und auf einer Seite offenen runden Blechkasten, in dessen Rückseite die Düse eingesetzt ist.

Letztere (Fig. 61) besteht aus einem engen Rohr mit Hahn, aus dem die Preßluft in das weitere und hinten offene Mundstück eintritt und so gleichzeitig durch die hintere Oeffnung atmosphärische Luft mit ansaugt. Das Mundstück ist zwecks Reinigung abschraubbar. Neben dem Hahn, der zum An- und Abstellen der Preßluft dient, ist auf dem engen Rohr mittels Gewinde ein Schieber verstellbar, welcher die Menge der angesaugten Luft und damit die Gesamtmenge des in das Nietfeuer eintretenden Windes regelt.

Der aus der Düse austretende Luftstrom erzeugt eine lange Stichflamme, in welche die Niete zum Anwärmen eingelegt werden. Durch die geringe Flächenausdehnung dieser Flamme ist die Leistung dieses Nietfeuers eine sehr beschränkte.

Erheblich leistungsfähiger ist das Schalen-Nietfeuer derselben Firma (Fig. 62), bei dem die Preßluft aus der oben beschriebenen Düse von unten in das Eßeisen (Fig. 63) eintritt. Durch die eigenartige Anordnung der Schlitze wird die Luft strahlenförmig nach allen Seiten verteilt, wodurch eine große Heizfläche und damit eine große Leistungsfähigkeit erzielt wird. Ferner entsteht dadurch ein überall gleichmäßiges Feuer; es bildet sich keine Stichflamme, sämtliche Niete werden gleichmäßig erwärmt, ihr Verbrennen wird verhütet.

Die allseitige Luftzuführung ergibt ziemlich rauchfreie Verbrennung und dadurch eine Ersparnis an Brennstoff.

Die Kappe des Eßeisens, welche am meisten durch das Feuer zu leiden hat, ist auswechselbar.

Da jeder Preßlufthammer ein leicht bewegliches leistungsfähiges Nietfeuer benötigt und da außerdem eine Verringerung der von den Niethämmern benötigten Luftmenge im Interesse der Betriebskosten erwünscht ist, so suchten *Brüder Boye* die von dem Nietfeuer ausgestrahlte und sonst unbenutzt gelassene Wärme zu verwenden, und damit die zum Betriebe der Niethämmer und des Nietfeuers erforderliche Preßluft vorzuwärmen.

Zu diesem Zweck wird die letztere durch eine Rohrschlange (Fig. 64) um das Schalennietfeuer herumgeführt und auf etwa 100° erwärmt. Von dieser angewärmten Luft wird ein Teil durch ein Röhrchen der Düse des Nietfeuers, der größte Teil durch einen Schlauch dem Niethammer zugeführt.

Für kleinere Niete bis 16 mm Durchm. fertigt *F. Ergang* in Magdeburg Wärmöfen an nach Fig. 65. Der eigentliche Ofen mit unten befindlichen Arbeitslöchern ist bei *A* auf einem Dreifuß befestigt und mit einem feststehenden, nach einer Seite offenen Blechmantel umgeben.

Die Füllung erfolgt durch die obere durch Blechdeckel verschließbare Oeffnung.

Der Ofen ist mit Schamottesteinen ausgemauert und besitzt keinen Rost.

In der Mitte des Ofens befindet sich die Luftdüse. Sie ist unten mit einem Hahn mit Gasrohranschluß versehen, an den ein Schlauch oder eine bewegliche Leitung vom Gebläse angeschlossen wird.

Das Einlegen der Niete, einzeln oder zu zweien, erfolgt durch die im drehbaren Aufsatz befindlichen Löcher und zwar so, daß die Köpfe noch in der Oeffnung aufliegen.

Durch mehr oder weniger tiefes Hineinschieben in das Feuer kann man jeden beliebigen Grad der Erwär-

mung des ganzen Nietes oder auch nur des Schaftes erzielen und jeden Niet bequem übersehen.

Zweckmäßiger in seiner Anordnung ist der Ofen nach Fig. 66 von der gleichen Firma. Derselbe besteht aus einem ebenfalls mit hartgebrannten Schamottesteinen ausgemauerten Schachtofen, welcher auf einem schmiedeeisernen hohlen Säulengestell drehbar montiert ist.

In dem oberen Teil des Ofens befinden sich die Arbeitslöcher, durch welche die Niete in den Ofen hineingesteckt werden. Auf etwa $^3/_4$ seines Umfanges ist der Ofen mit einem feststehenden Blechmantel umgeben, das übrige freie Viertel dient als Arbeitsöffnung.

Die Abdichtung zwischen dem Säulenständer und dem drehbaren Schachtofen erfolgt durch eine Ledermembran.

Die Arbeitsweise ist die gleiche wie bei dem zuerst beschriebenen Ofen.

Bei dem feststehenden Ofen der *Aerzener Maschinenfabrik* in Aerzen (Fig. 67), der von zwei Seiten zu bedienen ist, tritt die Preß- oder Gebläseluft durch den Stutzen *A* in die hohle Säule *B* ein. Von hier gelangt sie in die gußeiserne Düse *C*, welche sie durch zwei breite Schlitze in der Richtung nach den Arbeitsöffnungen austreten läßt, wodurch das Feuer gegen die eingehängten Niete zu am schärfsten angefacht wird.

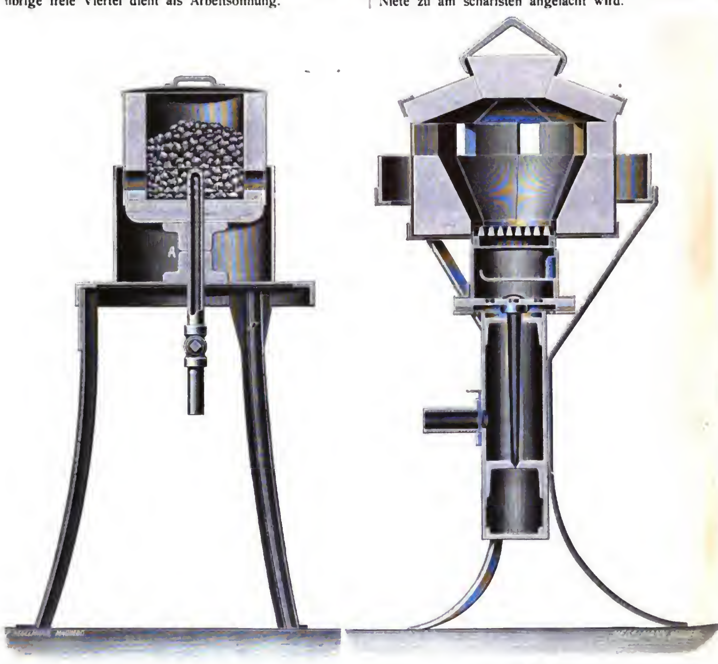


Fig. 65.

Fig. 66.

Fig. 65 und 66. Nietwärmöfen von Ergang.

Im unteren Teil befindet sich der Rost, woran sich nach unten das hohle Säulengestell anschließt.

Die Füllung geschieht am zweckmäßigsten mit Koks und zwar muß der Ofen bis wenigstens an die Arbeitslöcher gefüllt sein. Am vorteilhaftesten ist es jedoch, den Ofen fast ganz zu füllen.

Die Asche fällt durch den Rost auf ein darunter angebrachtes Blech und wird durch eine im Gehäuse angebrachte Klappe entfernt. Zum Nachfüllen dient die im Deckel befindliche, mit einem Schamottestöpsel versehene Mittelöffnung.

Die Gebläseluft wird durch einen Stutzen in das Säulengestell eingeführt.

Zum Einsetzen der Niete verschiedener Stärke dienen Schamottefutter *D* von entsprechendem Durchmesser, welche an ihren Enden festgelegt werden können und mit der Rückseite in einer Sandschicht liegen.

Die Füllung mit Brennmaterial geschieht durch den mit Deckel zu verschließenden Aufsatz *E*.

Zur Reinigung des ebenso wie der Aufsatz mit Schamotte ausgemauerten Feuerraumes *G* sind an beiden Arbeitsseiten Klappen *F* angebracht, welche das Herausnehmen der oberen Schamottesteinschicht *H* ermöglichen.

Die Regelung der zum Betriebe erforderlichen Luftmenge erfolgt durch den Schieber *J*, während sich Aschen-

teile im unteren Teile des Rohres B ansammeln, woraus sie durch den Schieber K entfernt werden.

Der Tisch L dient zur Aufnahme der Niete und Werkzeuge.

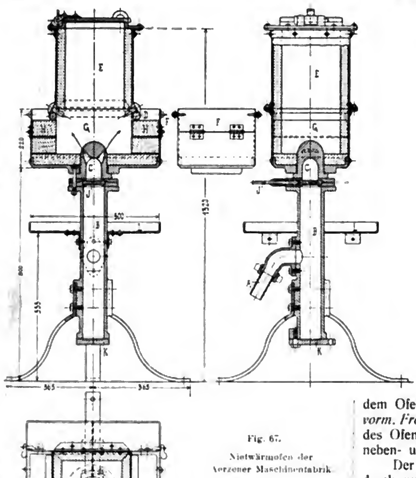


Fig. 67. Nietwärmofen der Aerzener Maschinenfabrik.

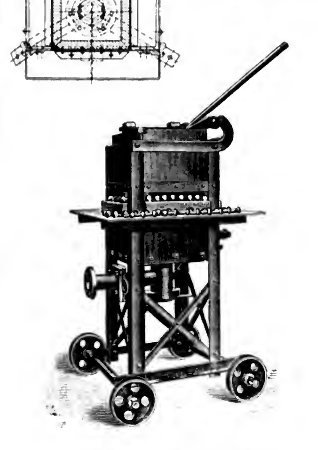


Fig. 68. Nietwärmofen von Hannemann.

Eine ähnliche Konstruktion der Firma *Gebr. Hannemann & Co.* in Düren zeigt Fig. 68. Diese Oefen arbeiten ebenfalls mit seitlichen Schlitzen, jedoch an allen vier Seiten. Die Figur zeigt einen fahrbaren Ofen, welcher mittels Schlauch oder Rohr an beliebig vorhandene Anschlußstellen der Windleitung angeschlossen werden kann.

Anstatt der Schlitze zum Einlegen der Niete sind bei

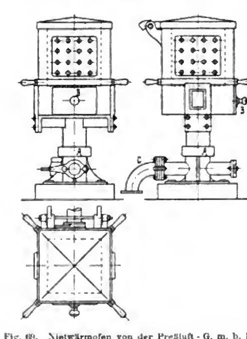


Fig. 69. Nietwärmofen von der Preßluft-G. m. b. H. vorm. Schmitz.

dem Ofen (Fig. 69) der *„Preßluft-Gesellschaft m. b. H. vorm. Franz Ant. Schmitz“* in Düsseldorf je nach der Größe des Ofens an den vier Seiten mehr oder weniger Löcher neben- und übereinander vorgesehen.

Der Ofen ist in dem Untersatz A drehbar angeordnet, durch welchen auch vom Krümmer C aus die Gebläseluft nach dem Feuerraum geleitet wird. Die Reinigung geschieht durch einen seitlich angeordneten Schieber B.

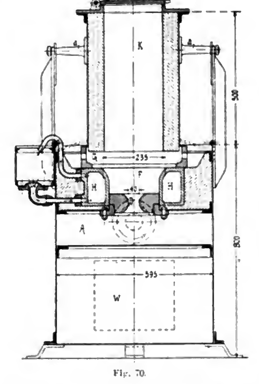


Fig. 70.

Zum Schluß sei noch das Nietfeuer der *„Aerzener Maschinenfabrik“* in Aerzen (Fig. 70) erwähnt.

Dasselbe arbeitet mit zentralem Feuer und hat einen abnehmbaren bezw. einen um die Zapfen a schwenkbar angeordneten und in senkrechter Richtung verstellbaren

Koksbehälter *K*, dessen Blechmantel mit Schamotte ausgekleidet und oben luftdicht verschlossen ist.

Der untere Ofenteil aus Schmiedeeisen enthält einen verschließbaren Werkzeugraum *W*, während sich im mittleren Teil der Wind- und Aschenraum *A* und oben die Winddüse *D* und die aus Schamottesteinen gebildete Feuerschüssel *F* befinden.

Diese wird, wie auch angedeutet ist, sehr zweckmäßig aus Gußeisen mit Hohlräumen zur Wasserkühlung ausgeführt, wobei die gleiche Wassermenge sich andauernd im Kreislauf befindet.

Die Wasserkühlung ist deshalb vorzuziehen, weil hierbei ein Verschlacken bezw. Anbrennen der Schlacke nicht eintreten kann. Der ringförmige Feuerraum *G* ist mit durchlochten oder durchbrochenen Schamottesteinen, in welche die Schäfte der Niete eingelegt werden, abgeschlossen und so eingerichtet, daß die Wärme auf das vorteilhafteste ausgenutzt wird und der bedienende Arbeiter möglichst wenig durch Hitze zu leiden hat.

Die Niete liegen mit dem Kopf nach außen und nur mit dem Schaft in der Gashitze, nicht im Brennmaterial, so daß sie wohl bis zur Weißglut erhitzt, aber nicht verbrannt werden.

An Stelle der Schamottesegmente können auch gußeiserne geteilte und durchlochte Ringe Verwendung finden.

Das Feuer ist mittels des am Ofen befindlichen Windabsperrschiebers zu regeln und von allen Seiten zugänglich.

Wird der Ofen nicht voll ausgenutzt, so ist ein Teil der Feueröffnung mit Steinen zuzusetzen und mit Lehm zu verschmieren, um nicht unnütz Wärme zu vergeuden.

Aus der Praxis.

Dynamo zur Messung von Bremsleistungen.

Im folgenden sei eine Dynamo mit schwingendem Gehäuse zur Messung der Bremsleistung von Verbrennungs- und anderen Motoren beschrieben, bei welcher die Einrichtung leicht so getroffen werden kann, daß die gesuchten Größen völlig selbsttätig aufgeschrieben werden. Sie hat über der üblichen Untersuchungsweise mittels *Prony*scher

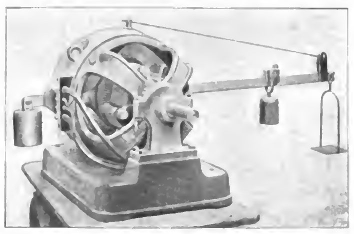


Fig. 1.

oder ähnlicher Bremse nicht nur die leichtere Bedienung, sondern auch größere Genauigkeit und Zuverlässigkeit voraus.

Bei der sogenannten *Boreas* Bremsdynamo von *Lacy Hulbert & Co.* in London SW., wird der Anker direkt mit der Welle des zu untersuchenden Motors gekuppelt. Das Gehäuse, welches die Elektromagnete trägt, ist in solcher Weise in zwei Kugellagern gelagert, daß es Schwingungen um seine Achse ausführen kann, welche durch elastische Anschläge in ihrer Größe beschränkt sind. Gemessen wird nun das auf das Gehäuse ausgeübte Drehmoment, indem ein Hebel mit verschiebbarem Gewicht an das Gehäuse befestigt ist. Wie aus Fig. 1 ersichtlich, ist außerdem ein Gegengewicht angebracht, welches dem Meßgewicht in der Nullstellung das Gleichgewicht hält. Das Drehmoment wird mit Hilfe der üblichen Formel nach *Prony* bestimmt. Mit dem Wirkungsgrad der Dynamo selbst hat man nichts zu tun, da nicht der erzeugte elektrische Strom, sondern nur das durch die elektromagnetische Reaktion erzeugte Drehmoment gemessen wird, so daß man sich auf die Ergebnisse als wirkliche Messung der von der Kraftmaschine abgegebenen Leistung verlassen kann.

Außer der einfachsten in Fig. 1 abgebildeten Anordnung kann man die Einrichtung so treffen, daß das verschiebbare Gewicht mit dem Meßlineal durch einen kurzen Hebel ersetzt wird, welcher mittels einer Preßkugel auf den Kolben eines mit einem Druckmesser verbundenen Zylinders drückt. Die Bedienung wird dadurch um so leichter, da man kein Gewicht mehr zu verschieben, sondern nur die vom Manometer angegebenen Drücke zu beachten hat. Zur Messung der Umdrehungszahl kann irgend ein Tachometer Verwendung finden.

Zur Vervollkommnung der Anordnung können nun schließlich beide Messungen selbsttätig stattfinden. In Fig. 2 ist eine solche Einrichtung mit den zugehörigen Apparaten abgebildet. Der Verbrennungsmotor ist mit der Bremsdynamo auf einer gemeinschaftlichen Grundplatte befestigt. Die beiden Registrierapparate für die Messung der Umdrehungszahl und der Leistung werden durch eine Uhr getrieben, welche die Zeitpunkte verzeichnet, so daß man in den Diagrammen ein vollständiges Bild von dem Verlauf der abgegebenen Leistung erhält. Besonders für Dauerversuche, bei denen man die Verhältnisse des Motors nach Belieben abändern kann, ist die beschriebene Anordnung wertvoll.

Gewöhnlich wird der erzeugte elektrische Strom in Flüssigkeits- oder Metallwiderständen vernichtet. Flüssigkeitswiderstände sind in der Anschaffung billiger, aber

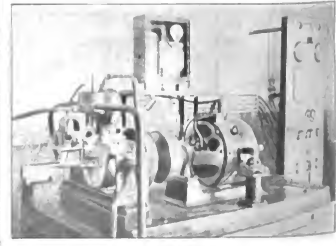


Fig. 2.

letztere sind zuverlässiger, leichter zu regeln und brauchen keinen Unterhalt. Obwohl der elektrische Strom nicht zur Bestimmung der Leistung gemessen wird, ist es doch empfehlenswert, die elektrischen Verhältnisse kontrollieren zu können. Eine Schalttafel mit den nötigen Meß- und Sicherheitsapparaten, sowie mit einem Rheostat zur Regelung der Widerstände, bildet denn auch einen Teil der Anlage. Steht Gleichstrom zur Verfügung, so kann er

zum Ingangsetzen der Verbrennungsmotoren benutzt werden, indem man dabei die Bremsdynamo als Motor laufen läßt.

Bis jetzt hat die Bremsdynamo besonders in Automobilwerken Verwendung gefunden, wo eine größere Anzahl Motoren auf dem Versuchsstand geprüft werden müssen. Verschiedene Anordnungen sind dabei schon ausgeführt worden: entweder mit fester Lagerung der Dynamo nach Fig. 2, oder mit Befestigung auf einer Drehscheibe, wobei die zu untersuchenden Motoren ringsherum Aufstellung finden und die Dynamo schnell mit einer neuen Maschine verbunden werden kann, oder auch, indem die vollständige Untersuchungseinrichtung fahrbar ausgeführt ist und diese an den Versuchsstand entlang gefahren wird.

F. Kerdyk.

Zeitschriftenschau.

Eisenbahnwesen.

Dampftriebwagen sind wegen ihrer einfachen Bedienung und Billigkeit im Betrieb von der italienischen Staatsbahn auf einer Reihe Linien eingeführt. Sie sollen hauptsächlich zur Vermehrung der Züge auf verkehrsarmen Strecken, zum Lokalverkehr auf Hauptbahnen und für den Anschluß an Schnellzügen dienen. Diese Wagen zeigen eine bemerkenswerte Steuerung. Um bei dem kleinen Gewicht des Dampfkessels und der Maschine doch das verhältnismäßig große Reibungsgewicht des Triebwagens zu erhalten, hat man denselben hauptsächlich als Gepäckwagen ausgebildet, um an ihm erst die Personenwagen anzuhängen. (Zeitschr. d. Vereins deutscher Eisenbahnverw, 1907, S. 712.) *W.*

Eisenbeton.

Eisenbeton-Bogenbrücke. Bei Chippi ist über die Rhône eine Bogenbrücke in Eisenbeton mit unten angehängter Fahrbahn für die dortige *Aluminium - Industrie - Aktiengesellschaft* erbaut worden. Für die Berechnung war als Belastung eine Lokomotive von 30,0 t mit 3,5 m Radstand und 7,5 m Pufferweite und 30 t schwere Güterwagen mit 4 m Radstand und 8 m Pufferweite vorgeschrieben. Außerdem war auf der einen Seite des Bauwerkes ein 1,5 m breiter Fußgängersteig mit 200 kg/qm Nutzlast vorgesehen.

Die Spannweite des Bauwerkes beträgt 40,4 m, die Pfeilhöhe der Bogen 9,15 m.

Das in den Widerlagern fest eingespannte Brückengewölbe besteht aus zwei Bögen, deren Form der Drucklinie für Eigengewicht entspricht. Das Widerlager ist für beide Bögen gemeinsam. Außerdem sind dieselben, soweit nicht die erforderliche lichte Höhe hierdurch beschränkt wird, an der oberen Laibung durch eine Plattenbalkenkonstruktion etwa über die halbe Bogenlänge miteinander verbunden. Zwischen den beiden Bögen bleibt ein lichtes Profil von 4,15 m Breite frei.

Durch 12 Paare Hängesäulen sind an die Bogenträger Querträger in einer Entfernung von 4,00 m aufgehängt, welche mit der Fahrbahnplatte und ihren Verstärkungsrippen eine Plattenbalken-Konstruktion bilden.

Zum Ausgleich der Temperatur ist die Fahrbahnplatte in der Mitte der Brücke geteilt und mit einer Wärmeausgleichfuge versehen.

Die beiden Bogenträger haben im Scheitel eine Breite von 0,8 m und eine Höhe von 1,5 m, am Kämpfer eine Breite von 1,2 m und eine Höhe von 2,6 m. Längs der Laibungen sind je sechs Reihen mit je drei Rundeisen von 35 mm Durchm. eingebettet, welche noch etwa 3 m lang in den Widerlagerbeton strahlenförmig abgebogen sind. Außer dieser Hauptarmierung sind noch zahlreiche dünne Längseisen, Querverbindungen und Bügel angeordnet, so daß der Beton ähnlich wie im „beton fretté“ vollständig verschnürt ist. Das gemeinsame Widerlager hat eine Länge von 9 m, eine Breite von 8,6 m und eine Höhe von 4,8 m; dasselbe ist teils auf Kies, teils auf Sand gegründet. In letzterem sind der größeren Sicherheit wegen 30 Holzpfähle eingerammt.

Die Beanspruchungen der Betonbögen mit Berücksichtigung der Wärmeschwankungen sind im höchsten Falle 52 kg/qcm Druck und 21 kg/qcm Zug. Werden dem Eisen die ganzen Zugspannungen zugewiesen, so ist seine größte Zugspannung am Widerlager 878 kg/qcm und im Scheitel 413 kg/qcm. Hierbei ist das Verhältnis der Dehnungszahlen für Eisen und Beton zu $n = 10$ angenommen. Bei $n = 20$ werden die größten Betonspannungen etwas niedriger und die größten Eisenspannungen etwas höher.

Die größte Bodenpressung beträgt bei ungünstigster Laststellung 3,2 kg/qcm.

Die Hängesäulen haben fünf Rundeisen von 27 mm Durchm. als Einlage erhalten. Ihre Beanspruchung beträgt nur 570 kg/qcm, um den einhüllenden schmalen Betonkörper, der ohnedies Schwankungen ausgesetzt ist, gegen Zugrisse zu schützen.

Die Plattenbalken-Konstruktion des oberen Windverbandes sowie der Querträger und der Fahrbahntafel ist in der üblichen Weise durchgeführt. An den Stellen, an denen negative Momente auftreten, haben die Platten und die Balken konsolartige Verstärkungen erhalten. Die Rundeisen sind an den Anschlußstellen teilweise aufgebogen. Außerdem sind zahlreiche Bügel vorhanden, um die Sicherung des Verbundes zu bewirken.

An den Stellen, an welchen Erschütterungen zu befürchten sind, sind die Spannungen niedrig gehalten. Hierbei überschreiten die Betondruckspannungen nicht das Maß von 20 kg/qcm, die Eisenzugspannungen das Maß von 800 kg/qcm. Der Beton enthält im Fundament 180—300 kg Zement a. d. cbm. Im übrigen wurde auf 1,2 cbm Schotter und Sand 400 kg Zement verarbeitet.

Jeder Bogen wurde an einem Tage innerhalb 14 Stunden betoniert.

Die Arbeit begann Mitte März 1906 mit dem Ausheben des Bodens für die Fundamente und endigte Ende Juni 1906 mit der Fertigstellung der Fahrbahntafel. Auf das eigentliche Betonieren entfallen im ganzen rd. 14 Tage.

Die Durchbiegungen bei der Probebelastung blieben unter den rechnungsmäßig ermittelten Werten, was durch die verstärkende und aussteifende Wirkung des oberen Windverbandes und der Fahrbahntafel zu erklären ist. (Schweizer. Bauzeitung 1907, S. 307—311 und 319—321.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Hüttenwesen.

Elektro-Metallurgie. (*Blonet.*) Der größere Teil des in der Welt erzeugten Kupfers wird heute elektrolytisch dargestellt. Es ist häufig fast chemisch rein und daher gut geeignet zur Erzeugung von Legierungen, die bisher aus hüttenmännisch gewonnenem Kupfer, seiner unvermeidlichen Verunreinigungen wegen schwer zu erlangen waren. Großen Vorteil verspricht die vollkommene und wohlfeile Wiedergewinnung des Goldes und Silbers aus dem Rohkupfer. Auch die Gewinnung des in ihm vorhandenen Tellurium ist ermöglicht. Zur Darstellung von Aluminium ist der *Héroult*-Prozeß allgemein im Gebrauch. Verbesserungen, um die Herstellungskosten zu erniedrigen, sind eingeleitet. In der Stahlerzeugung haben die Verfahren von *Héroult* und *Kjellin* die größte Verbreitung gefunden. Ihr Vorzug vor der hüttenmännischen Gewinnung liegt in der Herstellung hochwertigen, reinen Stahles. Die nötige Kraft läßt sich aus den Hochofengasen gewinnen. Zink wird z. Z. noch

nicht elektrisch erschmolzen. Es erscheint indessen nach seiner chemischen und physikalischen Beschaffenheit hierzu wohl geeignet und der Ersatz der jetzt gebräuchlichen zahllosen kleinen und teueren Retorten durch einen elektrischen Ofen lohnend. (Engineering 1907, Bd. II, S. 30.) *e.*

Lokomotivbau.

Lokomotive. Die neueste Lokomotive der *Midland Railway*, eine einfachwirkende Schnellzuglokomotive, Bauart 4—4—0 mit *Bellpaire*-Kessel, wurde mit einer von *Deeley* entworfenen Steuerung ausgerüstet, welche eine Abänderung der *Heusinger von Waldegg*-Steuerung bildet. Sie stimmt mit dieser im allgemeinen überein, aber die Kulisse wird durch Vermittlung einer Stange in Schwingung versetzt, die mit dem Kreuzkopf des anderen Zylinders verbunden ist. Die beiden zusammengegossenen Zylinder liegen innerhalb des Lokomotivrahmens. Bei der üblichen Anordnung, bei der jeder Zylinder eine von der Zwillingsseite unabhängige Steuerung erhält, befinden die Kulissensteine sich immer in entsprechenden Lagen, z. B. ganz oben oder unten in den beiden Schwingen. Bei der hier getroffenen Anordnung dagegen rücken die Steine immer in entgegengesetzte Stellungen in der Kulisse, wodurch eine bequeme Ausbalancierung der Schwingen und ihrer Gestänge erreicht wird.

Die Hauptabmessungen dieser Lokomotive sind:

Zylinderdurchmesser		19	Zoll engl.
Kolbenhub		26	„
Triebraddurchmesser		6	Fuß $6^1/_2$ Zoll engl.
Kesselüberdruck		220	Pfd. engl.
Heizfläche	Feuerbüchse	152,8	quadr. Fuß.
	Rohre	1404,6	„
	im ganzen	1557,4	„
Rostfläche		28,4	„
Reibungsgewicht		38,75	t.
Gesamtgewicht mit Tender		105	t.
Zugkraft		0,534	t f. d. Pfd. Dampfdr.

(The Engineer 1907, Bd. II, S. 4 und 18.) *Kp.*

Pumpen.

Hochdruckpumpenzylinder mit angegossenen Kanälen. (*Ilgen.*) Bei stehenden, doppelt wirkenden Pumpen wird fast immer die Verbindung zwischen Ventilkästen und den Zylinderenden durch an den Zylindern angegossene Längskanäle hergestellt. Der Bruch mehrerer solcher Zylinder bei regelmäßigem Betriebe veranlaßte zur Prüfung der Konstruktion, die ergab, daß die Wandstärken für einfache glatte Zylinder ohne Berücksichtigung der Kanäle berechnet waren. Wie Fig. 1 zeigt, ist während der Druckperiode, während welcher Zylinder und Kanal unter demselben Druck stehen, das Stück $a\,b$ vom innern Druck entlastet, der Flüssigkeitsdruck ist aber bestrebt, die Zylinder- und Kanalwandungen nach den gestrichelten Linien $c\,d$ und $e\,f$ auszubeulen. Die Wand $a\,b$ wirkt dieser Formänderung als Verankerung entgegen, doch ist die bogenförmige Gestalt dafür wenig geeignet.

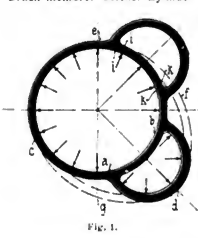


Fig. 1.

Der Bruch erfolgte in der Weise, daß zunächst die Wand $a\,b$ bei a oder b abriß, dann beulen sich die Außenwände aus und brachen bei g und f. Auch Probezylinder, bei welchen das Verhältnis festgestellt werden sollte, in welchem der Druck, der einen glatten Zylinder zum Bruch bringt, zu demjenigen Druck steht, der den Bruch eines Zylinders mit angegossenen Kanälen bewirkt, brachen in derselben Weise. Die Versuche ergaben, daß die Festigkeit des bronzenen Zylinders mit Kanälen nur 50 bis 70 v. H. der für den glatten Zylinder errechneten betrug. Es wird vorgeschlagen, nicht die Wandstärke allgemein zu erhöhen, sondern nur die Ankerstücke $a\,b$ und $i\,k$ entsprechend zu verstärken und durch Querrippen von c nach d und e nach d die Wände zu versteifen. (Z. d. V. d. Ing. 1907, S. 994—995.) *K.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Zahnräder für Bahnmotoren. (*Forgaty.*) Zur Verwendung von auswechselbaren Zahnkränzen für die großen Zahnräder der Vorgelege zwischen dem elektrischen Antriebsmotor eines Fahrzeuges und der Fahrzeugachse wird der Körper des Zahnrades mit dem Körper des Laufrades aus einem Stück gegossen. Der Zahnkranz erhält innen einen Mittelsteg mit konischer Ausdrehung, der sich gegen einen Flansch und in eine V-förmige Rinne des Zahnkörpers legt. Zur Befestigung dienen vier, bei besonders großen Rädern sechs $1^3/_8$ zöllige schmiedeeiserne konische Bolzen. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 798.) *Pr.*

Straßenbahngleis. In Amerika werden auch für Straßenbahnen in ziemlichem Umfange Vignolschienen verwendet. Der Platz für den Spurkranz wird in gepflasterten Straßen durch gegen die Schienen gelegte Formsteine frei gehalten. Da letztere jedoch durch die beim Befahren auftretenden Bewegungen der Schiene häufig zerbrachen oder gelockert wurden, werden neuerdings zweiteilige Steine, ein Formstein, der in die seitliche Höhlung der Schiene hineinpaßt und ein zweiter, der gegen dessen ebene Fläche anliegt, verwendet. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 799.) *Pr.*

Untergrundbahnen. In *Philadelphia* werden die Schienen im Tunnel der Untergrundbahn für den Schnellverkehr einzeln auf 150 mm hohen, 500 mm breiten und 600 mm langen Holzklötzen befestigt, die auf 300 mm hohen in Beton eingebetteten U-Eisen ruhen. Letztere sind durch zwischengenietete kurze Stücke von 300 mm U-Eisen miteinander verbunden. Die Fahrschienen sind auf den Holzklötzen einseitig befestigt, um Platz für die spätere Anbringung einer Zwangsschiene zu behalten. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 784—785.) *Pr.*

Hungerburgbahn. Die zweite Seilbahn in Tirol ist die Hungerburgbahn bei Innsbruck. Mit 840 m Länge überwindet sie 296 m Höhenunterschied mit 55 v. H. größter und 18,5 v. H. kleinster Steigung. Die Bahn übersetzt in ihrem unteren Teile mit einer 156 m langen Eisenbrücke den Inn, liegt weiterhin im Einschnitt und endigt mit einem 12 m hohen Viadukt. Die Antriebstation am oberen Bahnende enthält einen 75 pferdigen Motor; die Bremseinrichtungen des Windwerkes usw. entsprechen den üblichen Anordnungen. Die Wagen mit drei geschlossenen und zwei offenen Abteilen fassen je 60 Personen, ihre Fahrgeschwindigkeit beträgt 1,5 m i. d. Sek. Der Betriebsstrom wird von den *Innsbrucker Elektrizitätswerken* bezogen. (Deutsche Straßen- u. Kleinbahnzeitung 1907, S. 55.) *A. M.*

Technische Chemie.

Calciummetall als Absorptionsmittel für Gase. (*F. Soddy.*) *K. Arndt* hat entdeckt, daß erhitztes Calcium alle Gase außer Argon und Wasserstoff aufnimmt, so daß man mit seiner Hilfe ein sehr hohes Vakuum erzeugen kann. *Soddy* konstruierte sich einen kleinen, elektrisch geheizten Vakuumofen. Ein zylindrischer Tiegel, der das Calcium enthält, wird durch eine Platindrahtspirale, die von einem elektrischen Strome durchflossen wird, erhitzt. Die ganze Vorrichtung ist von einem weiten Porzellanrohr umgeben und in ein durch Schliffe verschlossenes Glasgefäß gesetzt. Eingeschmolzene dicke Platindrähte führen den Strom von außen zu. Das Calcium verdampft, wie *Arndt* feststellte, schon bei 730° merklich (Schmelzpunkt 800°); der Dampf verbindet sich chemisch mit Sauerstoff

zu Oxyd, mit Stickstoff zu Nitrid; auch Kohlenoxyd, Kohlendioxyd, Wasserdampf, Azetylen, Schwefeldioxyd, Ammoniak werden gebunden. Mengen von mehreren Kubikzentimetern werden in einer Minute absorbiert, so daß eine an den Ofen angeschmolzene *Geisler*sche Röhre keinen Strom mehr hindurchläßt. Wasserstoff wird bei zu hoher Temperatur des Calciums nicht gebunden, wohl aber beim Abkühlen, weil sich das Calciumhydrid bei gesteigerter Hitze zersetzt.

Man darf das Calcium nicht bis zum Schmelzen erhitzen, weil es sonst beim Erkalten den Tiegel sprengt.

Bei diesen Untersuchungen wurde gefunden, daß Argon und Helium schon bei viel höherem Drucke den Strom nicht mehr durchlassen, als z. B. Luft und so ein scheinbar sehr hohes Vakuum vortäuschen können. Ferner wurde bestimmt, wieviel Helium und Argon mit dem Spektroskop noch nachgewiesen werden können. Weniger als 0,02 mg Argon (0,01 mm³) konnte nicht mehr aufgefunden werden, dagegen noch 10^{-7} mg Helium (0,0005 mm³). (Chemical News 1907, S. 13—15, 25—28, 42—45, 51.) *A.*

Vulkanisierung von Kautschuk. (*R. Ditmar.*) *Ditmar* untersuchte kleine Proben folgender Kautschuksorten: Para, Kinsembo, Ober-Kongo, Bassam, Lumps, Thimbles-Kongo, Uelle, Guayule und Dead Borneo. Die Proben wurden gewaschen, dann gut getrocknet, mit 4 v. H. Schwefel auf einem Walzwerke vermischt und in Aluminiumformen zu rechtwinkligen Stücken von $1 \times 1{,}5 \times 3$ cm Kantenlänge gepreßt. Die Stücke wurden im Autoklaven, der mit wenig Wasser beschickt war, teils bei 4 at, teils bei 15 at Druck erhitzt. Nach je 10 Min. wurden die Stücke untersucht und, wenn die Vulkanisierung noch nicht beendet war, immer weiter 10 Min. erhitzt.

Unter 4 at waren Para, Kinsembo, Oberkongo, Bassam, Lumps und Thimbles-Kongo in 40 Min. fertig vulkanisiert. Guayule brauchte 50 Min., Uelle noch längere Zeit. Dead Borneo zerfloß vollständig. Bei 15 at waren Para und Kinsembo in 10 Min. ausvulkanisiert. Ober-Kongo und Bassam brauchten 20 Min.; Lumps waren nach 30 Min. noch nicht fertig. Thimbles-Kongo war nach 20 Min. ausvulkanisiert und erweicht; Guayule war nach 20 Min. aufgeblasen, Dead Borneo nach 10 Min. vollständig zerflossen.

Bei 4 at vulkanisiert zeigt Para die größte Belastungsfähigkeit (7 kg/qcm bis zum Riß) und Lumps die größte Dehnbarkeit (390 v. H. bis zum Riß). Beim Erhitzen in Sauerstoff oxydierte sich Thimbles-Kongo und Guayule am stärksten, Para am geringsten.

Bei der Bestimmung des freien (mit siedendem Aceton ausziehbaren) und des gebundenen Schwefels fand *Ditmar*, daß von den einzelnen Sorten 0,75—1,67 v. H. Schwefel gebunden waren.

Unter 15 at wurde viel mehr Schwefel, nämlich 3,52 bis 3,84 v. H. Schwefel gebunden. Durch diesen hohen Druck wurde die Belastungsfähigkeit nur wenig geändert, dagegen die Dehnbarkeit und leider auch die Oxydierbarkeit etwa verdoppelt. (Chemikerzeitung 1907, S. 638—639.) *A.*

Karbid und Kalkstickstoff. (*E. Rudolfi.*) Durch langwierige Patentstreitigkeiten ist eine Reihe wissenschaftlicher Arbeiten über Kalkstickstoff veranlaßt worden, in denen besonders der Einfluß kleiner Beimengungen studiert wurde. Kohle und Kalk bilden, wie *Moissan* fand, beim Schmelzpunkte des Platins (1780°) noch kein Karbid, dagegen tritt, wie *Rudolfi* fand, in einer Kohlenoxydatmosphäre die Karbidbildung bei 1820° ein. Geheizt wurde in einem elektrisch geglühten Kohlenrohr und die Temperatur mit dem *Wanner*-Pyrometer gemessen. Kalkstickstoff (Calciumcyanamid) entsteht aus Kalk, Kohle und Stickstoff (neben Karbid) oberhalb etwa 1750°, wenn der Teildruck des Kohlenoxydgases im Ofen $^1/_{10}$ at beträgt.

Es bildeten sich stets Cyanamid und Karbid gleichzeitig. *Rudolfi* nimmt an, daß zuerst Karbid auftritt, das dann mit dem Stickstoff Cyanamid bildet. Daß die Bildungstemperatur des Karbids zu 1819° angegeben wurde, ist nur ein scheinbarer Widerspruch, da durch den übergeleiteten Stickstoff der Teildruck des Kohlenoxyds auf $^1/_{10}$ at erniedrigt und infolgedessen die Bildungstemperatur des Karbids stark herabgesetzt wird; die Rechnung ergibt eine Temperaturabnahme von 60°.

Aus technischem Karbid und Stickstoff entsteht Cyanamid in erheblicher Menge bei 1000°; wird Calciumchlorid zugesetzt, so werden schon bei 800° große Mengen gebildet. Aehnliche günstige Wirkung haben noch andere Zusätze. Die Wirkungsweise ist noch nicht ganz aufgeklärt. (Zeitschr. für anorgan. Chemie 1907, Bd. **54**, S. 170—184.) *A.*

Technologie.

Schweißverfahren. (*Ruck-Keene.*) Zum Schweißen von Konstruktionen am Verwendungsort sind im Gebrauch: 1. das gewöhnliche Verfahren unter Erhitzen der Stücke auf dem Schmiedefeuer. Versuche mit drei Eisensorten verschiedener Güte, mit 19—22 mm Durchm., lieferten um so bessere Ergebnisse, je besser das Eisen war. Die Festigkeit der geschweißten Stücke betrug 98,5—100 v. H., 87—94 v. H. und 77—79 v. H., die Dehnung 53—61 v. H., 35,5—60 v. H. und 16—25 v. H. von der Festigkeit bezw. Dehnung des vollen Eisens; stumpf gestoßene und gut überlappte Nähte unterschieden sich nicht wesentlich. Die Bruchfläche der schlechtesten Eisensorte war nach dem Schweißen vollständig kristallinisch geworden, bei dem besten Eisen sehnig geblieben. Der große Verlust an Dehnung zeigt die Notwendigkeit des Ausglühens nach dem Schweißen.

2. Das *Elihu Thomson* elektrische Schweißverfahren, das besonders zum Schweißen von Rohren dient. Die Schweißhitze wird durch einen schwachen elektrischen Strom erzielt, der durch die zu schweißenden Stücke hindurchgeschickt wird. Die erhitzten Stücke werden dann mechanisch zusammengepreßt. Versuche mit Stahl und Eisen von 17,5 mm Durchm. ergaben für Stahl 102 v. H., für Eisen 97 v. H. der ursprünglichen Zugfestigkeit, die Dehnung ging dagegen beim Stahl auf 78—42 v. H., beim Eisen auf 54 v. H. des ursprünglichen Betrages zurück. Nach dem Schweißen muß Ausglühen stattfinden.

3. Das Schweißen im Lichtbogen nach *Benardos*. Die Schweißstücke werden durch Kabel mit dem positiven Pol der Dynamomaschine verbunden, der negative mit einem Kohlenstab. Letzterer wird an die Schweißstelle gehalten und dann zur Erzeugung des Lichtbogens etwas von derselben entfernt. Das Eisen erhitzt sich in der Nähe des Lichtbogens sehr schnell bis zum Schmelzen an der Oberfläche, dann werden kleine Stücke einzeln dazwischen gebracht. Sie schmelzen mit den Oberflächen der zu schweißenden Stücke zusammen und füllen so den Raum zwischen ihnen aus. Sorgfältig zu beachten ist, daß das nächste Stück erst dann aufgebracht wird, wenn das vorhergehende völlig geschmolzen ist. Statt des Kohlenstabes wird auch ein Stab von besonders zugerichtetem Eisen verwendet, das dann selbst abschmilzt und den Schweißspalt füllt. Bewährt hat dies Verfahren sich beim Ausbessern von Stahlgüssen, die dann ausgeglüht werden müssen, um die entstandenen Spannungen zu beseitigen, ferner beim Aufschmelzen von neuem Material auf korrodierte Bleche bis zur ursprünglichen Dicke.

4. Das Schweißen mit Azetylen- oder Wasserstoffgas (autogen) im Gemisch mit Sauerstoff. Die Gebläseflamme wirkt wie der Lichtbogen schmelzend, die Schweißung tropfenweise bildend. Das Verfahren ist erfolgreich angewendet zum Schweißen von Straßenbahnschienen und von Flanschen an Rohre, zum Ausbessern gerosteter Bleche und Brüche und zum Herstellen neuer Schweißungen auf dem Bauplatz. Schweißversuche mit Azetylen-Sauerstoff an einem 14 mm starken Blech ergaben 84 v. H. der Materialfestigkeit. Die Dehnung betrug 6—15 v. H. auf 200 mm Länge bei ursprünglich 38,5 v. H. auf 50 mm. Eigenartig ist die Verwendung der Wasserstoff-Sauerstoff-, sowie der Azetylen-Sauerstoffflamme zum Schneiden dicker Bleche und Platten in kürzerer Zeit als mit Hammer und Meißel.

5. Das Vereinigen der Stücke durch Dazwischengießen

von auf einmal geschmolzenem Metall. Angewendet wurde dies jetzt veraltete Verfahren zur Herstellung von Verbund-Panzerplatten, wobei eine harte und eine weiche Stahlplatte, im bestimmten Abstande einander gegenübergestellt, auf Schweißwärme erhitzt wurden und der Zwischenraum mit weichen Stahl ausgegossen wurde.

6. Das Schweißen mit Thermit,[1] einem innigen Gemisch von Aluminiumpulver und Eisenoxyd, das mit einem besonderen Zündpulver im Tiegel entzündet, in wenigen Sekunden schmilzt, wobei sich Aluminiumoxyd und geschmolzenes, sehr hoch erhitztes Eisen bildet. Letzteres fließt dann in die Schweißfuge. (Engineering 1907, Bd. II, S. 33—34.)

[1]) s. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 320. ϵ.

Wasserkraftanlagen.

Traunfallwerk. Das im Jahre 1900 erbaute Traunfallwerk bei Gmunden nützt eine Wassermenge von 15—27 cbm/Sek. und ein Nettogefälle von 17 m aus. Zunächst waren zwei liegende Doppel-*Francis*-Turbinen der Firma *Schmied* in Zell aufgestellt, welche eine Leistung von je 1240 PS bei 182 Uml./Min. besitzen. Zur Unterstützung der Regulierung trägt jede Welle ein Schwungrad von 19 t Gewicht (gesamte Schwungmasse 22,5 t). Die dritte Turbine ohne Schwungrad (von *J. M. Voith* in Heidenheim geliefert) leistet 1300 PS, ihr Wirkungsgrad beträgt 78 v. H. bei Vollast, 76 v. H. bei Halblast.

Das kleine Elektrizitätswerk *St. Wolfgang* wurde 1903 erbaut. Zur Ausnutzung des Ditlbaches wurde 680 m oberhalb des Turbinenhauses ein 9 m hohes Stauwehr errichtet und eine Druckrohrleitung von 375 mm Durchm. nach dem Kraftwerk geführt. Das Bruttogefälle beträgt bei 200 Lit/Sek. Wassermenge 74 m, das Stutzgefälle 66 m. 1906 wurde diese Anlage vergrößert, indem oberhalb eine zweite Gefällsstufe mit 120 m durch eine zweite Staumauer geschaffen wurde. Die Rohrleitung (5 v. T. Gefälle) endigt in einem Wasserschloß, von welchem eine 268 m Druckleitung bis zu dem zweiten Turbinenhaus neben dem Staubecken des unteren Wehres führt. Das Wasser des oberen Werkes wird somit nach der Arbeitsleistung für das untere Werk wieder aufgespeichert. Die *Pelton*-Turbine der Erweiterung leistet 77 PS bei 750 Uml./Min. mit 80 v. H. Wirkungsgrad. (Elektrotechnik u. Maschinenbau 1907, S. 495 bis 499.) *A. M.*

Bücherschau.

Neues auf dem Gebiete der elektrisch selbsttätigen Zugdeckung. Von *L. Kohlfürst*. Sammlung elektrotechnischer Vorträge. Herausgegeben von Prof. Dr. *Ernst Voit*. Stuttgart, 1906. Ferdinand Enke.

Das Gebiet der Blocksignaleinrichtungen wird in folgenden Hauptabschnitten behandelt:

I. Zugdeckung mit teilweiser Selbsttätigkeit.
 a) Elektrische Blocksperren und Signal-Haltfall-Vorrichtungen.
 b) Streckenblocksignaleinrichtungen mit teilweiser Selbsttätigkeit.

II. Rein selbsttätige Blocksignale mit standfesten Streckensignalen.
 a) Mit Druckluft betriebene und elektrisch gesteuerte Anordnungen.
 b) Mit Preßgas angetriebene und elektrisch gesteuerte Anordnungen.
 c) Rein elektrisch betriebene Anordnungen.

Zum Schluß wird eine Besprechung über die allgemeinen Verhältnisse der selbsttätigen Zugdeckung auf den amerikanischen Eisenbahnen, der eigentlichen Heimat jener, gegeben.

Zahlreiche gute Abbildungen machen die verschiedenen Vorrichtungen hinsichtlich ihrer konstruktiven Ausführung und der Schaltung der Stromläufe anschaulich.

Jene allen Stellwerkstechnikern bekannten Nachteile mechanischer Blocksignalwerke, die durch die Einführung der mechanischen Druckknopfsperre nur z. T. aufgehoben sind, werden durch die immer häufiger angewendeten elektrischen Druckknopfsperren und die bisher nur vereinzelt angewendeten Signal-Haltfall-Vorrichtungen, deren Steuerung unmittelbar durch die fahrenden Züge erfolgt, gänzlich vermieden. Nachdem die Druckknopfsperren verschiedener Systeme besprochen worden sind, werden die Sicherungen für ganze Fahrstraßen und einzelne Weichen erläutert, denen die Darstellung der Signal-Haltfall-Vorrichtungen folgt, die auch unter dem Namen elektrische Flügelkupplung bekannt wird.

Für die Streckenblocksignaleinrichtungen mit teilweiser Selbsttätigkeit werden zwei Systeme eingehend erläutert.

Rein selbsttätige Blocksignale haben in Amerika größte Verbreitung gefunden von der Zeit an, da die Verwendung von Druckluft für Zugbremsen sich erfolgreich erwiesen hatte und diese nun auch als Energieträger zum Umstellen der Signale unter Verwendung der elektrischen Steuerung versucht wurde. Zwei dieser bemerkenswerten Stellwerksanlagen sind die der Vereinigten Hoch- und Untergrundbahnen in New York und die der Boston Elevated Railroad, die beide eingehend beschrieben werden nach den angeführten Originalquellen der Literatur.

Wo Signale wegen ihrer örtlichen Aufstellung sich nicht in die allgemeine Kraftanlage einbeziehen lassen, auf eine selbsttätige Wirkungsweise aber nicht verzichtet werden soll, ist der Antrieb mittels Preßgas unter Verwendung elektrischer Steuerung am Platze. Zurzeit kommt der Druck flüssiger Kohlensäure allein als Antrieb in Frage. Diese in Amerika zuerst angewendeten Einrichtungen sind auch in Deutschland von *Siemens & Halske* aufgegriffen und unsern Ansprüchen gemäß umgebildet worden unter Gewinnung besonderer Vorteile, die in erster Reihe sich für entfernt liegende Stations-Ein- und Ausfahrsignale in Verbindung mit Stellwerken nutzbar machen lassen.

Die rein elektrischen selbsttätigen Blocksignaleinrichtungen haben sich lange nicht so rasch entwickelt, als es das Aufblühen der Starkstromtechnik annehmen ließ, was auf das Vorurteil gegen den elektrischen Antrieb in Stellwerksanlagen zurückzuführen ist. Jedoch haben mehrere Anlagen, wie die auf der Schwebebahn Elberfeld—Barmen und auf dem Pariser „Metropolitain" sich durchaus bewährt und lassen eine allgemeine Einführung erhoffen. Unter den beschriebenen Anlagen wird die selbsttätige Blocksignaleinrichtung für eingleisige Zwischenstrecken von den *Siemens-Schuckert*-Werken besonderes Interesse finden.

Der kurze Auszug aus dem Buch zeigt die Reichhaltigkeit des Inhalts. Das Buch wird auf einen verhältnismäßig kleinen Kreis von Lesern, nämlich von Spezialfachleuten, beschränkt bleiben; diese aber werden eine Fülle von Anregung schöpfen aus dem Material, welches der auf diesem Sondergebiete rühmlichst bekannte Verfasser so sorgfältig zusammengetragen hat.

Hans A. Martens.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Der Müller und der Mühlenbauer. Praktisches Handbuch für Müller, Mühlenbauer und technische Lehranstalten. Von Direktor *Fr. Kettenbach*, Ingenieur für Speicher- und Mühlenbau. In zwei Bänden mit 363 Abb. Leipzig 1907. H. A. Ludwig Degener. Preis beider Bände geb. M. 20,—.

Bibliothek der gesamten Technik. 35. Band. Bäckerei. Von *Georg Wolf*, Lehrer für Getreidekunde und Bäckerei an der deutschen Müllerschule in Dippoldiswalde. Mit 71 Abb. Hannover 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 2,20, geb. M. 2,60.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 33. Berlin, 17. August 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Bohren und Nieten von Eisenkonstruktionen mit elektrischen Pendelbohrmaschinen und elektrischen Nietmaschinen.

Von **W. Schrader**, Oberingenieur.

Trotz des großen Umfanges, den die Arbeiten an Eisenkonstruktionen in Maschinenfabriken und in Eisenkonstruktionswerkstätten heutzutage angenommen haben, vermißt man allgemein auf diesem Gebiete Arbeitsverfahren, die ganz der Eigenart der in Frage kommenden Gegenstände angepaßt sind und somit neben sachgemäßer und billiger Herstellung erstklassige Arbeit liefern.

Fig. 1.

Bei den meist vorkommenden Konstruktionen, Trägern für Brücken und Krane, Gerüsten aller Art, Dachbindern und dergl. mehr, besteht die auszuführende Arbeit darin, verschiedenartige Walzeisen mit Blechlaschen durch Nieten und Schrauben zu einer vollständigen Eisenkonstruktion zu vereinigen. Ein sehr wichtiger Teil der hierzu erforderlichen Bearbeitung besteht darin, die für die Verbindung der einzelnen Eisen erforderlichen Löcher zu bohren und darauf die Verbindung selbst in den meisten Fällen durch Nietung herzustellen.

Wählen wir als Beispiel für unsere Betrachtung einen als Gitterträger ausgebildeten Kranträger, wie er auf Fig. 1 sichtbar ist, so besteht die Bohr- und Nietarbeit darin, die Winkeleisen der Untergurtung und der Obergurtung so zu bohren, daß sie miteinander und mit den senkrechten und diagonalen Stäben, mit den Ecklaschen und mit dem oberen und unteren Gurtungsflacheisen vernietet werden können.

Bisher ist diese Arbeit meist so ausgeführt worden, daß die eine Lage der Winkel nach der Zeichnung angerissen

und dann auf einer Bohrmaschine gebohrt oder auf einer Stanze gelocht wurde; darauf wurde diese Lage Winkel mit den darunter liegenden Winkeln, Laschen usw. zusammengelegt, die Löcher wurden nach den oberen Winkeln wieder angerissen, die Konstruktion wurde wieder auseinandergenommen und die zweite Lage der Winkel und Laschen wurde jetzt gebohrt oder gelocht. Dieses Verfahren mußte so oft wiederholt werden, als an den einzelnen Verbindungsstellen Eisen übereinander lagen. Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß dieses Verfahren ein sehr umständliches und zeitraubendes ist, und daß es *vor allen Dingen außerordentliche Transportkosten* für die meist sehr sperrigen und langen Eisen verursacht. Außerdem hat es noch den großen Nachteil, daß die Arbeit, welche auf diese teuere und zeitraubende Weise geleistet wird, *keinesfalls erstklassig* ist. Im Gegenteil, in der Mehrzahl der Fälle zeitigt es ziemlich schlechte Ergebnisse insofern, als die Löcher niemals genau übereinander liegen, sondern stets durch die beim Anreißen gemachten Fehler sowie durch das unvermeidliche Verlaufen der Bohrer mehr oder weniger gegeneinander versetzt sind. Außerdem erfordert diese Arbeit seitens der Arbeiter eine große Peinlichkeit und Sorgfalt, damit man nur ein einigermaßen brauchbares Ergebnis erhält, das durch nicht allzu große Nacharbeit verwendungsfähig gemacht werden kann. Man muß daher zur Herstellung solcher Eisenkonstruktionen nach dem oben geschilderten Verfahren geübte und erfahrene Arbeitskräfte haben, die naturgemäß teuer sind. Um die schlecht passenden Löcher einigermaßen übereinander zu bringen, hat man dann zum Aufdornen und zum Aufreiben der Löcher seine Zuflucht nehmen müssen. Namentlich die erstere Arbeit, das Aufdornen, ist vor dem Nieten fast allgemein gebräuchlich und war nötig, um überhaupt die Nieten in die Löcher stecken zu können. Es ist aber einleuchtend, daß die Eisenkonstruktion unter allen Umständen durch das Aufdornen leidet, indem einerseits in den Stäben und Winkeln schädliche Spannungen auftreten, die bei der Berechnung gar nicht berücksichtigt werden können, und andererseits die Löcher verdrückt und unrund werden, so daß die gute Anlage der Niete an den Lochwandungen in Frage gestellt wird.

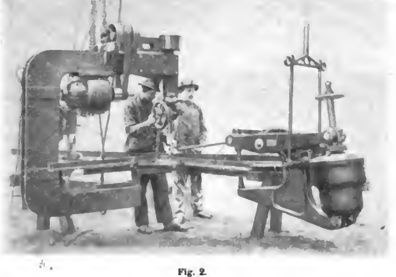


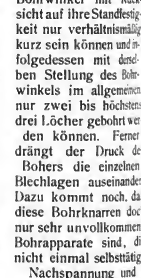
Fig. 2.

Trotz der hohen Herstellungskosten ist also das Ergebnis eine mehr oder weniger mangelhafte Arbeit.

Man hat daher schon lange darauf gesonnen, andere Bearbeitungsverfahren einzuführen, die diese Mängel vermeiden.

So hat man die ganzen vorläufig zusammengehefteten Träger an Bohrmaschinen vorbeigeführt und auf diese Weise mit der Bohrmaschine die Löcher gleich durch alle Lagen gebohrt. Zweifellos bietet dieses Verfahren den Vorzug, daß es wenigstens saubere Löcher gewährleistet, aber es hat den schweren Nachteil, daß man die großen, räumlich sehr ausgedehnten Träger in mangelhaft verbundenem Zustande transportieren muß. Erstens können hierbei sehr leicht Verschiebungen vorkommen und zweitens entstehen hierdurch außerordentliche Transportkosten; ferner setzt dieses Bearbeitungsverfahren voraus, daß ein sehr großer Raum zur Verfügung steht, der mindestens doppelt so lang ist wie die Eisenkonstruktion. Bei schweren Eisenkonstruktionen, z. B. bei dem in Fig. 1 dargestellten Träger, würde es gar nicht möglich sei, das ganze Werkstück auf einmal an der Bohrmaschine vorbei zu bewegen. Man würde gezwungen sein, zunächst nur die Obergurtung und nachher nur die Untergurtung auf diese Weise zu bohren. Das Zusammenbohren der Stäbe und Diagonalen müßte dann in der früheren Weise geschehen. Auf diesem Wege läßt sich also nur ein geringer Vorteil erzielen. Die Arbeit wird kaum billiger werden als bei den zuerst geschilderten Verfahren; günstigsten Falles wird ein Teil der Löcher besser ausfallen.

Eine andere Arbeitsweise, die man manchmal antrifft, besteht darin, daß man Bohrmaschinen nach Art der Knarren mit biegsamer Welle antreibt und dieselben unter Ansetzung von Bohrwinkeln gleich die Löcher durch die ganzen Lagen durchbohren läßt. Dieses häufig verwendete Verfahren vermeidet allerdings das mehrfache Anreißen der Löcher und das häufige Auseinandernehmen der Konstruktion und ergibt gut passende Löcher, aber es hat doch schwerwiegende Nachteile. Einmal ist das Anbringen der Bohrwinkel oft sehr schwierig und stets sehr zeitraubend, da die Bohrwinkel mit Rücksicht auf ihre Standfestigkeit nur verhältnismäßig kurz sein können und infolgedessen mit derselben Stellung des Bohrwinkels im allgemeinen nur zwei bis höchstens drei Löcher gebohrt werden können. Ferner drängt der Druck des Bohers die einzelnen Blechlagen auseinander. Dazu kommt noch, daß diese Bohrknarren doch nur sehr unvollkommene Bohrapparate sind, die nicht einmal selbsttätige Nachspannung und schnellen Rückgang der Bohrspindel haben, so daß das Bohren mit diesen Apparaten ein sehr unvollkommenes ist. Bei dieser Gelegenheit muß auch erwähnt werden, daß der Antrieb durch eine biegsame Welle sehr mißlich ist. Erfahrungsgemäß verzehren dieselben sehr viel Kraft und sind außerdem vielen Reparaturen unterworfen; vor allen Dingen verlangen sie eine sehr sachgemäße Wartung und Behandlung; sie müssen möglichst in gerader, gestreckter Lage arbeiten, wenn sie nicht zu schnellen Verschleiß aufweisen sollen und erfordern daher fortwährendes Nachrücken und richtiges Aufstellen des antreibenden Motors. Das Arbeiten nach diesem Verfahren ist daher sehr unbequem und infolgedessen teuer und hat diejenigen Vorteile, die man bei seiner Einführung erhoffte, nicht gebracht. Der Vollständigkeit halber sei noch erwähnt, daß man, um die Ungenauigkeiten der zurzeit geschilderten Bearbeitungsweise leichter beheben zu können, elektrisch oder mit Luft angetriebene Aufreibmaschinen gebaut hat, die meist von zwei Mann gehalten, ein genaues Nachreiben der Löcher auf maschinellem Wege ermöglichen sollen. Zur Würdigung dieser Bearbeitungsweise ist zu bedenken, daß die in dem zuerst geschilderten Verfahren steckenden Nachteile und die durch sie bedingten hohen Herstellungskosten durch die maschinelle Nacharbeitung der Löcher keineswegs behoben werden, im Gegenteil die Herstellungskosten werden noch mehr steigen, indem noch eine Arbeitsstufe hinzugefügt wird. Außerdem werden durch das Aufreiben, namentlich durch



das maschinelle, die Löcher verschieden im Durchmesser, so daß die Nieten, die naturgemäß alle gleich gemacht werden, die Nietlöcher bei zu großem Durchmesser schlecht und unvollkommen ausfüllen, oder daß das Material des Nietes nicht mehr zu einer vollkommenen Kopfbildung ausreicht.

Die Mängel aller dieser Bearbeitungsverfahren werden beseitigt durch die Anwendung der von der Firma *Carl Flohr* gebauten Pendelbohrmaschinen.

Ihre Bauart ist aus Fig. 2 und 3 ersichtlich. Ein kräftiger und dennoch leichter Bügel aus Schmiedeeisen-

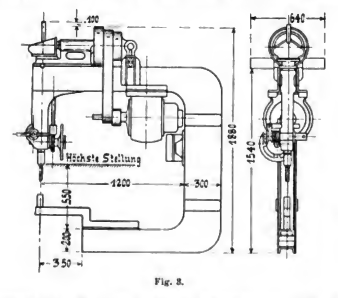


Fig. 3.

konstruktion trägt einen hängend angeordneten Elektromotor, der mittels einer dreistufigen Stufenscheibe auf die Antriebswelle der Bohrmaschine arbeitet. Die eigentliche Bohrmaschine ist in einem kräftigen Gußstücke gelagert, welches sämtliche Wellen und Mechanismen in starken Abmessungen und in der Ausführung enthält, wie sie bei modernen Bohrmaschinen üblich ist. Die Bohrspindel wird von der oberen Welle durch Kegelräder angetrieben. Die Bohrspindel ist in einer Buchse gelagert, die durch Zahnstange und Zahntrieb gehoben und gesenkt werden kann. Das Heben geschieht schnell von Hand durch einen Griff, während der Vorschub beim Bohren entweder von Hand durch ein Handrad mit Schneckenübersetzung oder selbsttätig durch doppelte Schneckenübersetzung geschehen kann. Um die Leistungsfähigkeit der Maschine möglichst groß zu machen, ist sie eingerichtet für Spiralbohrer aus Schnellarbeitsstahl (Novostahl); es ist dementsprechend ein sehr kräftiger Motor von $2^1/_2$ bis 3 PS Leistung vorgesehen, der zum Schutze gegen Regen und Staub gekapselt ist. Statt eines Bohrtisches hat die Maschine einen Gegenhalter, der den Bohrdruck aufnimmt, indem er unter die zu bohrende Eisenkonstruktion greift. Dieser Gegenhalter ist mit Schrauben an dem Bügel der Maschine angeschraubt und läßt sich in den dafür vorgesehenen Löchern leicht höher und tiefer stellen und auch vollständig umdrehen, so daß Gegenstände von beträchtlicher Höhe gebohrt werden können. Die Maschine ist über ihrem Schwerpunkte pendelnd aufgehängt. Der Aufhängepunkt kann aber seitlich verschoben werden, so daß die Maschine zum Bohren von Löchern in schrägen Gurtungen schräg arbeiten kann, wie dieses aus Fig. 4 hervorgeht. Auf diesem Bilde ist auch noch eine Reihe anderer Gegenhalter dargestellt, die man sich für die besonderen Verhältnisse passend selbst leicht herstellen kann, da sie nur aus einem gebogenen Flacheisen bestehen.

Der Anlaßwiderstand ist gleich an der Maschine angebracht, so daß letztere mittels eines beweglichen Kabels unmittelbar an die elektrische Kraftleitung angeschlossen werden kann.

Durch die Anwendung der Pendelbohrmaschine wird eine Arbeitsweise geschaffen, die besonders für Eisenkonstruktionen eine sehr vorteilhafte und günstige ist.

Als Beispiel sei wieder der schon oben erwähnte in Fig. 1 dargestellte Kranträger gewählt. Seine Bearbeitung gestaltet sich folgendermaßen. Die einzelnen, die Eisenkonstruktion bildenden Winkel, Laschen usw. werden auf einer Zulage auf Böcken ausgelegt, ausgerichtet und mit Schraubzwingen und Klammern zusammengeheftet; darauf werden in dem oben aufliegenden Eisen die Löcher angerissen und angekörnt. Nachdem dieses geschehen ist, wird mit dem Bohren mit der Pendelbohrmaschine begonnen. Die durch die pendelnde Aufhängung leicht drehbare und bewegliche Maschine wird an die einzelnen Löcher geführt, die schnell und sauber *gleichzeitig durch alle Lagen* durchgebohrt werden. Der Gegenhalter der Maschine legt sich dabei unter die Eisenkonstruktion und nimmt den Bohrdruck auf, der gleich zum Zusammenpressen der einzelnen Lagen dient. Das Bohren geschieht schnell und sachgemäß, weil der Arbeiter gleich nach dem Ansetzen die Kupplung zum *selbsttätigen Vorschub* einschaltet. Der Bohrer wird so während der ganzen Bohrzeit gleichmäßig und richtig nachgespannt und somit

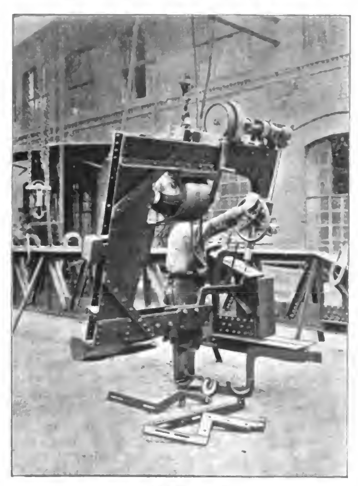


Fig. 4.

sowohl die Maschine als auch das Material der Bohrer zur Erreichung einer großen Arbeitsgeschwindigkeit voll ausgenutzt. Nachdem ein Loch gebohrt ist, wird die Maschine gedreht und werden alle in ihrem Bereiche liegenden Löcher gebohrt; darauf wird sie durch einfaches Ziehen an den Handketten der die Maschine tragenden Laufkatze weiter bewegt und so allmählich um die ganze Eisenkonstruktion herumgeführt.

Nachdem der Träger so gebohrt ist, wird er in derselben Lage, also ohne jedweden Transport mit der elektrischen Nietmaschine genietet; dieses Nieten vollzieht sich sehr schnell, weil alle Löcher ganz sauber und genau passend sind und gar keine Nacharbeit durch Aufdornen

oder Aufreiben der Löcher erforderlich ist. Außerdem fällt die Nietung sehr gut aus, weil die Niete die sauber

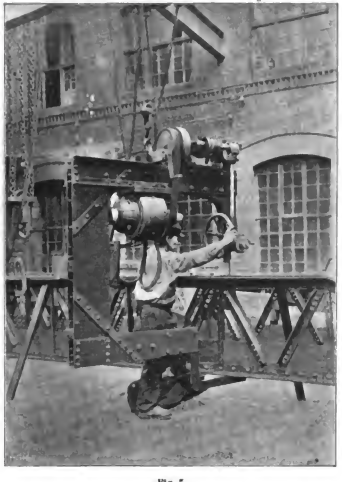


Fig. 5.

gebohrten Löcher genau ausfüllen und somit mit ihrem ganzen Querschnitt tragen, und weil durch die genau zueinander passenden Löcher in den verschiedenen Eisenlagen schädliche Spannungen von der Eisenkonstruktion ferngehalten werden.

Durch diese Bearbeitungsweise wird also das, was erstrebt werden muß, wirklich erreicht, nämlich eine *billige, sachgemäße Bohrung und Nietung von Eisenkonstruktionen*, unter Vermeidung jeglicher unnützen, zeitraubenden Nebenarbeiten (Transport, Nachreiben und Aufdornen der Löcher usw.) Es geht auch hieraus hervor, daß durch die Einführung dieser Bearbeitungsweise mittels Pendelbohrmaschinen die Leistungsfähigkeit wesentlich erhöht wird, da die Arbeit schnell von statten geht. Diese Leistungsfähigkeit läßt sich besonders dann, wenn es sich um größere Eisenkonstruktionen (Kranträger, Brückenträger usw.) handelt, noch mehr steigern, wenn gleichzeitig mit mehreren Maschinen gebohrt wird, wie auf Fig. 1 zu sehen ist. Hierin liegt auch ein wesentlicher Vorteil dieser Bearbeitungsweise; *man ist ohne weiteres imstande, die Arbeiten an einer ausgelegten Eisenkonstruktion in beliebiger Weise durch gleichzeitiges Arbeiten mit mehreren Maschinen zu beschleunigen.* Bei den oben erwähnten älteren Arbeitsmethoden ist eine solche Verkürzung der Arbeitszeit nicht ohne weiteres möglich.

Die Verwendung der Pendelbohrmaschine in verschiedenartigen Fällen sei noch an einigen Figuren erläutert.

Fig. 5 zeigt das Bohren von Löchern in der Gurtung eines Gitterträgers. Der Gegenhalter ist dabei umgedreht, so daß er unter den Träger faßt; das bietet in diesem Falle den Vorteil, daß die seitliche Verschiebung der Bohrmaschine bequem ist.

In Fig. 4, die das Bohren von Löchern in dem schrägen Teil der Gurtung eines Gitterträgers zeigt, ist der Gegenhalter nach oben gedreht, so daß er sich jetzt unmittelbar gegen die Eisen der Gurtung stützt. Die Schiefstellung ist so gewählt, daß die Löcher senkrecht durch die Eisen gebohrt werden.

(Schluß folgt.)

Studien über die Bildung des Kötzers beim Selfaktor.

Von Dipl.-Ing. **Michael Früh**, Fürth i. B.

(Fortsetzung von S. 501 d. Bd.

III. *Untersuchung der Schichtendicke.*

Eine Schicht dachte man sich zusammengesetzt aus der ab- und aufsteigenden Spirale. Wenn man nun von der Schichtendicke spricht, so kann man sich immer eine gleiche Anzahl solcher Einzelschichten zusammengefaßt denken.

Von Beginn der Wicklung des Fadens auf die nackte Spindel an, bis zur Beendigung der Bildung des Mittelstückes, nimmt die Schichtendicke innerhalb einer jeden Schicht von der Grundfläche zur Spitze derselben ab. Im allgemeinen hat man Kegelschichten. Bei dem Ansatze selbst darf man eigentlich nicht so ohne weiteres von einem Kegel sprechen, denn es muß doch erst bewiesen werden, ob diese Schichten auch Kegelflächen bilden. Theoretisch genommen ist dies auch nicht der Fall, was die folgende Betrachtung lehren wird.

Während der Bildung des Schlußstückes bleibt die Schichtendicke überall konstant.

Es soll nun gezeigt werden, daß der Grund für die Abnahme der Schichtendicke bei der Bildung des Ansatzes ein anderer ist, als bei derjenigen des Mittelstückes.

Während bei der letzteren die Entfernung der einzelnen Fadenringe konstant ist, wie im vorhergehenden Kapitel gezeigt wurde, nimmt diese bei der Bildung des Ansatzes von Grundfläche zur Spitze zu. Denn der Aufwinder macht während der Bildung der absteigenden Spirale eine Bewegung mit abnehmender Geschwindigkeit und umgekehrt während derjenigen der aufsteigenden Spirale, auf Grund der Konstruktion der Leitschiene, bezüglich kegelförmiger Schichten, die jedoch erst nach Beendigung der Bildung des Ansatzes erreicht werden. Es findet deshalb an der Grundfläche jeweils eine Anhäufung von Fadenringen gegenüber der Spitze statt. Selbstverständlich ist dabei die Tourenzahl der Spindeln von ebenso wichtiger Bedeutung.

Es sei:

l = Wagengeschwindigkeit = die in der Zeiteinheit gelieferte bezw. aufzuwindende Fadenlänge;
c = Aufwindergeschwindigkeit;
e = Entfernung der einzelnen Fadenringe voneinander;
n = Tourenzahl der Spindeln f. d. Zeiteinheit;
d = mittlerer Durchmesser des Kegelstumpfes, auf welchen l aufgewickelt wird.

Es bestehen dann folgende Gleichungen:

$$c = e \cdot n \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 11)$$

$$l = n \pi d \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 12)$$

Durch Division von 11 und 12 erhält man 13.

$$c = \frac{l \cdot e}{\pi d} \quad \ldots \ldots \quad 13)$$

Man betrachte nun wieder in Fig. 2 S. 497 die aufsteigende Spirale a_2, die absteigende a_1 läßt sich analog behandeln.

Für die erstere nimmt c von der Grundfläche bis Spitze stetig zu, denn der Aufwinder bewegt sich innerhalb dieser Periode mit zunehmender Geschwindigkeit. Bei Beginn der Kötzerbildung, also während der Wicklungen auf die nackte Spindel, bleibt n innerhalb der ganzen Schichtenbildung konstant, während c, somit auch e zunehmen. Der Zunahme von e entspricht eine Abnahme der Schichtendicke; infolgedessen ist die Schichtendicke am größten an der Grundfläche, am kleinsten an der Spitze; wobei der ersteren die tiefste, der letzteren die höchste Stellung des Aufwinders entspricht. Ist nun die Leitschienenkurve eine Parabel, so kann man schließen, daß die Oberfläche jener Schichten, für welche während der ganzen Wageneinfahrt n konstant ist, ein Paraboloid bildet; ohne weiteren Fehler darf man sie auch als Kegelmantel auffassen.

Es liegt nun in der Konstruktion und Wirkungsweise des Quadranten (siehe Kapitel 5), daß, streng genommen, n nur für die erste Schicht der Kötzerbildung konstant bleibt. Nachdem eine gewisse Anzahl von Schichten gebildet ist, wird die Veränderung der Tourenzahl der Spindeln leicht bemerkbar sein; nicht nur dadurch, daß wegen des zunehmenden mittleren Schichtendurchmessers die Gesamttourenzahl während einer Wageneinfahrt nach jeder Schicht kleiner wird, sondern daß auch innerhalb der Bildung der aufsteigenden Spirale n stetig wächst, wegen der Abnahme der Fadenringdurchmesser; denn es muß in gleichen Wegabschnitten der Wageneinfahrt auf kleiner werdenden Durchmessern der sogenannten Kegelmantelunterlage gleichviel Faden aufgewickelt werden. Umgekehrt ist dies dann bei der Bildung der absteigenden Spirale der Fall.

Für diese Schichten mit zunehmender Spindelgeschwindigkeit bezüglich der aufsteigenden Spirale wächst die Größe e, solange $\frac{c}{n}$ wächst; es muß also c schneller wachsen als n, damit der Quotient zunimmt und somit auch hier ein Abnehmen der Schichtendicke von Grundfläche zur Spitze eintritt.

Dieser Unterschied des Wachsens von c und n nimmt so lange ab, bis schließlich nach Beendigung der Bildung des Ansatzes $\frac{c}{n}$ konstant bleibt; d. h. es entsprechen dann gleichen Aufwinderwegen gleiche Tourenzahlen der Spindeln, so daß endlich die Fadenringentfernung e konstant ist, wenn die Leitschiene und der Quadrant die gestellten Bedingungen erfüllen.

Nun gelangt man zu der Aufsuchung des Grundes für die Abnahme der Schichtendicke während der Bildung des Mittelstückes. Daß dies hier eine andere Ursache haben muß, ist klar, da nach Beendigung des Ansatzes $\frac{c}{n}$ konstant bleibt.

Es ist nun die Aufgabe gestellt, daß die Kegelhöhen von Beginn der Bildung des Mittelstückes an bis zu dessem Ende stetig abnehmen, bei konstant bleibendem Grundflächendurchmesser. Diese Bedingung kann nur erfüllt werden, wenn die Grundflächen von Schicht zu Schicht innerhalb des Mittelstückes schneller fortrücken als die Spitzen der Kegel.

In Fig. 9 sei ab eine Mantellinie des Kegels, der durch Bildung des Ansatzes erreicht wurde, also auf welchen sich das Mittelstück aufbaut.

Es soll zunächst angenommen werden, daß die Kegelhöhen h konstant bleiben, so daß also kongruente Schichten entstehen würden.

Es sei nun:

2ρ = Fadenstärke;

s = Schaltgröße bei konstant bleibender Kegelhöhe;

s' = Schaltgröße bei abnehmender Kegelhöhe usw. siehe Fig. 9.

Es ist dann

$$s = \rho ctg \frac{\alpha}{2} \quad \ldots \ldots \quad 14)$$

Bei der Schaltung der Grundfläche um s würde dann auch die Spitze des Kegels um dieselbe Größe fortrücken. Der

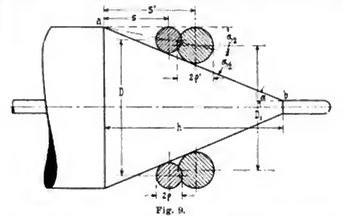


Fig. 9.

Faden würde dann unter konstant bleibender Fadenspannung aufgewunden werden; denn nach Konstruktion der Leitschiene und des Quadranten wird eben soviel Faden aufgewickelt, als jeweils durch die Wagenbewegung frei wird.

Damit nun die Kegelhöhen abnehmen, muß man um eine Größe s' schalten, welche größer ist als s, entsprechend einer konstant bleibenden Kegelhöhe. Dies hat jedoch weder einen Einfluß auf die Wirkungsweise des Quadranten, noch auf die Aufwinderbewegung, nur daß eben der Aufwinder anstatt bei s dann bei s' mit der Bildung der aufsteigenden Spirale beginnt. Der Mechanismus wirkt also gerade so wie vorher; es nehmen nur die Kegelhöhen ab, was wiederum keinen Einfluß auf denselben ausübt.

Man betrachte also jetzt ein Fortschreiten der Grundfläche des Kegels um s'. Nachdem der Wagen einen Weg $D\pi$ zurückgelegt hat, macht die Spindel gerade so wie bei der Schaltung um s die erste Umdrehung, also ohne Rücksicht auf die Größe der Schaltung. Bei derjenigen um s würde diese gelieferte Fadenlänge entsprechend einem Ringdurchmesser D aufgewunden werden; bei derjenigen um s' scheinbar nicht. Es würde sich die Fadenreserve um $(D\pi - D'\pi)$ vergrößern, weil eben der s'-Schaltung ein kleinerer Durchmesser D' entspricht. Mit der Zunahme der Fadenreserve ist, wie im nächsten Kapitel noch genauer erläutert werden wird, eine Abnahme der Fadenspannung verbunden. Infolgedessen wird, wenn die Differenz zwischen s und s' nicht zu groß ist, trotz des kleineren Durchmessers D' die Fadenlänge $D\pi$ aufgewickelt, indem man sich denkt, daß wegen der kleineren Fadenspannung die Wickelung loser stattfindet; man kann schließlich sagen, auf Kosten der größeren Fadenlänge ist der Faden dicker geworden. Vergleicht man jetzt den zweiten Fadenring für die s-Schaltung mit demjenigen der s'-Schaltung, so wird sich wieder eine Differenz der Umfänge, entsprechend den Fadenringlängen, konstatieren lassen. Diese Betrachtung kann nun so fortgesetzt werden.

Es sei:

$$d_1 = D\pi - D'\pi,$$

als Differenz der Längen, bezüglich des ersten zusammengehörigen Ringpaares und so fortlaufend d_2, d_3 usw.

Diese Differenzen nehmen von der Grundfläche zur Spitze des Kegels ab, somit auch die Fadenreserve; es nimmt also die Fadenspannung zu, womit schließlich eine Abnahme der Schichtendicke verbunden ist. Es muß nun der Beweis geliefert werden, daß:

$$d_1 > d_2 > d_3 > d_4.$$

In Fig. 10 sei:

h = Höhe des Kegels, gebildet durch den Ansatz;

h' = „ „ nächstfolgenden Kegels, bei der Schaltung um s';

$4\,n$ = Gesamtzahl der Fadenringe einer Schicht.

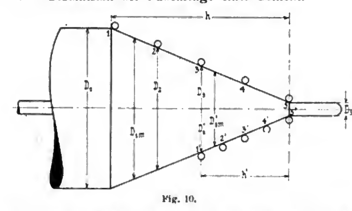


Fig. 10.

Der Einfachheit halber ist $h = 2\,h'$ angenommen worden. Man teile nun h und h' in vier gleiche Teile, so ist

$$d_1 = \left(D_{1m}\,\pi - D'_{1m}\,\pi\right) n$$

$$d_2 = \left(D_{2m}\,\pi - D'_{2m}\,\pi\right) n \quad \text{usw.}$$

Es ist

$$d_1 > d_2 > d_3 > d_4 = n\,\pi \Big[\frac{D_1 + D_2}{2} - \frac{D'_1 + D'_2}{2} > \frac{D_2 + D_3}{2} - \frac{D'_2 + D'_3}{2} > \frac{D_3 + D_4}{2} - \frac{D'_3 + D'_4}{2} > \frac{D_4 + D_5}{2} - \frac{D'_4 + D'_5}{2}\Big]$$

da $\quad D_1 = D_1;\ D_2 = \frac{3}{4} D_1;\ D_3 = \frac{D_1}{2};\ D_4 = \frac{D_1}{4};$

$D_5 = \sim 0;\ D'_1 = D_3$ usw.

Diese Werte eingesetzt, gibt:

$$d_1 > d_2 > d_3 > d_4 = \frac{n\,\pi\,D_1}{16}\Big[\,7 > 5 > 3 > 1\,\Big].$$

Damit ist bewiesen, daß der Grund der Abnahme der Schichtendicke von Grundfläche zur Spitze des Kegels in der Abnahme der Fadenreserve, bezw. in der Zunahme der Fadenspannung zu suchen ist; also der Grund dieser Erscheinung bei der Bildung des Mittelstückes ein anderer ist, als bei derjenigen des Ansatzes.

IV. *Fadenspannung.*

Während der Aufwinder und die Leitschiene dafür sorgen, daß der Faden in Form von archimedischen Spiralen aufgewickelt wird, hat der Gegenwinder die Aufgabe, denselben gespannt zu halten, damit sich keine Schleifen bilden und der Kötzer eine gewisse Festigkeit erhält.

Aus der folgenden Betrachtung wird es klar werden, daß die verschiedenen Stellungen, die der Auf- und Gegenwinder während einer Periode einnehmen, nicht gestatten, daß die Fadenspannung innerhalb derselben konstant bleibt, selbst dann nicht, wenn jeweils der durch die Wagenbewegung frei werdende Faden vollständig aufgewickelt wird; wenn also die Fadenreserve konstant bleibt. Unter der letzteren versteht man diejenige Fadenlänge, welche sich zwischen Auf- und Gegenwinder befindet.

Man denkt sich die durch die Periode der Wagenausfahrt vom Streckwerk gelieferte Fadenlänge an den beiden Enden befestigt und zwar einerseits am vordersten Streckzylinder und andererseits am Umfang des Kötzers selbst. Man greift nun eine beliebige Stellung innerhalb der Wageneinfahrt heraus und stellt die Betrachtung für eine unendlich kleine Zeit an, d. h. der Wagen stehe in diesem Moment still.

Es sei in Fig. 3, S. 497:

a = Aufwinderdrahtquerschnitt;

g = Gegenwinderdrahtquerschnitt;

A, O = zugehörigen auf dem Wagen befestigte Drehpunkte;

h = Stelze, welche mit dem Aufwinder einen zweiarmigen Hebel bildet und auf der Leitschiene L aufruht.

Man betrachte zunächst das Fadenstück $MgIF$. Die Fadenspannung wird hervorgerufen durch das im Uhrzeigersinn wirkende Drehmoment am Gegenwinder, bedingt durch das Gewicht Q, welches auch durch eine Federwirkung ersetzt werden kann. Durch diese Fadenspannung wird ein ebensolches Moment für den Aufwinderarm erzeugt, wodurch die Stelze h mit einem gewissen Druck D auf die Leitschiene L gepreßt wird. Dieser Druck, der die Abnutzung derselben bedingt, ist von sehr wichtiger Bedeutung und wird später noch genauer behandelt werden.

Im Falle des Gleichgewichtes, also dann, wenn der Gegenwinder in Ruhe ist, muß die Fadenspannung M gleich der von F sein. Denkt man sich nun den Faden an je einer beliebigen Stelle des Teiles M und F durchgeschnitten, so muß man für den Fall des Gleichgewichtes die Fadenspannungen M und F, die ursprünglich innere Kräfte sind, als äußere Kräfte wirkend, sich vorstellen. Sie sind als Zugspannungen aufzufassen, also als Kräfte, die in Fadenrichtung vom Kräfteangriffspunkt g weggerichtet wirken. Sämtliche hier angreifende Kräfte müssen sich dann das Gleichgewicht halten.

R sei die Resultante aus M und F. Wegen der Bedingung $M = F$ liegt R in der Halbierungslinie des Winkels MgF. Man zerlegt nun R in die zwei Komponenten N und T, wobei erstere parallel und letztere senkrecht zu Og gerichtet ist. Es besteht nun folgende Gleichung:

$$R = \frac{T}{\cos\alpha}. \qquad \ldots\ldots \quad 15)$$

Solange R und T nicht in einer Richtung liegen, solange also $\alpha > 0$, ist $R > T$, d. h. je größer $\measuredangle\,\alpha$ ist, desto größer wird R gegenüber T; ferner werden die Fadenspannungen M und F um so größer, je größer $\measuredangle\,MgF$ wird.

Die Strecke ag stellt die Länge der Fadenreserve vor. Denkt man sich nun Punkt a, somit den Aufwinder fest, während Punkt g eine Drehung im Uhrzeigersinn um Drehpunkt O vornimmt, so wächst die Entfernung ag, was einem Zunehmen der Fadenreserve entspricht. Mit diesem Wachsen der Reserve ist eine Abnahme des $\measuredangle\,MgF$ verbunden; somit nach obigem eine Abnahme der Fadenspannungen M und F. Diese sich nun ergebende Tatsache wurde im III. Kapitel, Schichtendicke, vorausgesetzt.

Soll nun die Bedingung, daß der Zunahme der Fadenreserve eine Abnahme der Fadenspannungen entspricht, eindeutig erfüllt werden, so muß dabei noch die jeweilige Lage des Gewichtes Q betrachtet werden, welches ja die Fadenspannungen hervorruft.

Einer Zu- bezw. Abnahme der Fadenreserve, welche immer mit einer Drehung des Gegenwinders um Punkt G verbunden ist, kann sowohl eine Zu- als auch eine Abnahme des durch Q bedingten Drehmoments entsprechen, je nachdem der Angriffspunkt K der Kraft Q am Gegenwinderarm vor der Veränderung der Fadenreserve oberhalb oder unterhalb der Wagerechten GH durch G liegt. Das vorher angeführte und im Kapitel über die Schichtendicke benutzte Resultat, daß die Fadenspannung mit zunehmender Fadenreserve abnimmt, ist also dann immer richtig, wenn sich der Punkt K unterhalb dieser Wagerechten bewegt. Befindet sich K z. B. oberhalb dieser Wagerechten, welch letztere als Grenzlage betrachtet werden kann, und zwar auch noch nach der Zunahme der Fadenreserve, so ist ersichtlich, daß dabei das Drehmoment wächst; denn es nimmt der senkrechte Abstand des Drehpunktes G von der sich stets nach Richtung und Größe gleichbleibenden Kraft Q zu. Selbstverständlich entspricht auch jetzt noch einer Zunahme der Fadenreserve eine Abnahme des $\measuredangle MgF$, doch gleichzeitig einer Zunahme des Drehmomentes, resp. einer Zunahme von T. In diesem Falle der Lage des Punktes K oberhalb der Wagerechten durch G bewirkt $\measuredangle MgF$ auch eine Abnahme, das Zunehmen des Drehmoments jedoch ein solches der Fadenspannung. Es können also drei Fälle eintreten, und zwar kann die algebraische Summe aus den Wirkungen, bedingt durch die Abnahme des $\measuredangle MgF$ und der Zunahme der Kraft T positiv, null und negativ werden. Soll also auch hier die Bedingung erfüllt werden, daß mit zunehmender Fadenreserve die Fadenspannung abnimmt, so muß die durch das Abnehmen des $\measuredangle MgF$ hervorgerufene Abnahme der Fadenspannung größer sein, als die Zunahme derselben, welche von derjenigen der Kraft T herrührt; es muß also die algebraische Summe negativ sein, vorausgesetzt, daß die Abnahme der Fadenspannung als negative, die Zunahme als positive Wirkung betrachtet wird.

Ohne Rücksicht nun auf die Veränderlichkeit des Drehmomentes, wird die Fadenspannung am kleinsten, wenn $\measuredangle \alpha$ und $\measuredangle MgF$ zu Null werden; dann wäre

$$M = F = \frac{T}{2};$$

in Wirklichkeit wird sich dieser Grenzfall in der Praxis nie erreichen lassen. Dasselbe gilt schließlich auch für den Fall, für welchem $\measuredangle MgF = 180^0$, somit

$$M = F = \infty.$$

Eine ähnliche Betrachtung läßt sich nun auch für das Fadenstück FaJ durchführen, indem man Punkt a als Kräfteangriffspunkt annimmt. Für den momentanen Stillstand des Wagens sind die Fadenspannungen in sämtlichen Teilen des Fadens einander gleich

$$M = F = J;$$

für den Zustand der Bewegung

$$M < F < J;$$

wenn man die Fadenreibung am Auf- und Gegenwinderdraht und schließlich noch die Fadensteifigkeit berücksichtigt. Für die folgende Betrachtung werden die Fadenspannungen gleich groß angenommen.

R' ist die Resultante aus F und J; liegt somit in der Halbierungslinie des $\measuredangle FaJ$. Man zerlegt R' ebenso in zwei Komponenten N' und T', wobei N' parallel und T' senkrecht zu Hebelarm aA wirkt. Infolgedessen verursacht erstere einen Lagerdruck bei A, während letztere den Aufwinder im Uhrzeigersinn zu drehen sucht, bezw. die Aufwinderstelze h mit einem Druck D auf die Oberfläche der Laufschiene L aufpreßt. Die Kraft T' wird nun umso größer, je kleiner die $\measuredangle FaJ$ und $\measuredangle \beta$ werden. Während nun für das Fadenstück MgF die Fadenreserve einen direkten Einfluß auf die Fadenspannungen ausübte, wirkt sie jetzt indirekt, durch die Fadenspannung als Vermittlerin, auf den Auflagerdruck D und auf die damit in Zusammenhang stehende Abnutzung der Laufschienenoberfläche.

Man denkt sich nun a fest, während sich g mit der Zu- bezw. Abnahme der Fadenreserve entsprechend einstellen kann. Je größer die Reserve wird, desto kleiner wird $\measuredangle FaJ$. Bei gleich bleibender Fadenspannung, was, wie vorher bewiesen wurde, nicht der Fall ist, wird nun R' größer; gleichzeitig wächst aber auch $\measuredangle \beta$. Dieses Zusammentreffen des Abnehmens des $\measuredangle FaJ$ und Zunehmens des $\measuredangle \beta$, bedingt einerseits ein Wachsen und andererseits ein Abnehmen der Komponente T', somit des Leitschienendruckes D. Dazu kommt noch, daß die Fadenspannung nicht konstant bleibt, sondern kleiner geworden ist, infolge der größeren Fadenreserve; dies bedingt wiederum ein Abnehmen von R' bezw. von T'. Theoretisch betrachtet, können also bei einer Verschiedenheit der Länge der Fadenreserve für eine gleiche Stellung des Aufwinders auch hier drei Fälle eintreten; die algebraische Summe aus den Wirkungen der genannten einflußreichen Größen kann positiv, null und negativ werden. Sehr leicht können diese einzelnen Untersuchungen bei gegebenem Selfaktor graphisch ausgeführt werden. Man zeichnet sich eben für die verschiedenen Lagen des Auf- und Gegenwinders die Kräftepolygone und zwar jeweils für konstant bleibende Fadenreserve und für entsprechendes Ab- und Zunehmen derselben.

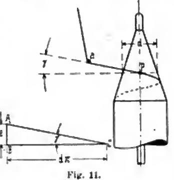


Fig. 11.

An Hand der in Fig. 11 gegebenen Skizze kann noch folgende weitere Betrachtung angestellt werden. Der Faden tangiert im Punkte P an den Kegel. Damit nun der Faden in Form einer Spirale aufgewunden wird, muß der $\measuredangle \gamma$, den man als Voreilwinkel des Aufwinders oder auch als Steigungswinkel der Spiralschraubenlinie bezeichnen kann, bei der Bildung der aufsteigenden Spirale stetig wachsen, wegen der Abnahme der Kegeldurchmesser bei konstant bleibender Ringentfernung, bezw. Ganghöhe e der Spirale. $\measuredangle \gamma$ kommt in einem rechtwinkligen Dreieck ABC vor, dessen Hypotenuse gleich der einer Spindelumdrehung entsprechenden Fadenlänge, dessen Kathete AB gleich der Ganghöhe und BC gleich dem Umfang des Kegels an der betreffenden Stelle ist. Ein hier absichtlich begangener theoretischer Fehler wird im Kapitel V noch erwähnt werden. Während nun innerhalb der Bildung der aufsteigenden Spirale Kathete AB und $\measuredangle ABC$ konstant bleiben, wird Kathete BC, somit auch Hypotenuse AC immer kleiner und $\measuredangle \gamma$ immer größer, womit der Beweis der obigen Behauptung geliefert ist. Dieses Wachsen des $\measuredangle \gamma$ bedingt ein Zunehmen des $\measuredangle FaJ$ und des $\measuredangle \beta$ bei relativ gleich bleibender Stellung des Aufwinders gegenüber derjenigen des Gegenwinders. Auf Grund des Einflusses von seiten des $\measuredangle \gamma$ und des $\measuredangle \beta$ muß die Komponente T', somit auch der Leitschienendruck D von Grundfläche bis Spitze des Kegels abnehmen.

Es werden nun folgende zwei Bedingungen gestellt:

Der Auflagerdruck D der Stelze auf die Oberfläche der Leitschiene soll möglichst klein, doch an sämtlichen Stellen gleich groß sein, um dadurch eine geringe und gleichmäßige Abnutzung derselben zu erreichen. Mit Rücksicht auf die Forderung eines kleinen Auflagedruckes

macht man den Hebelarm der Stelze bezüglich des Drehpunktes A (Fig. 3 S. 497) möglichst groß, soweit es eben die Konstruktion des Wagens und die übrigen Verhältnisse gestatten. Setzt man nun voraus, daß Druck D an allen Stellen während der Einfahrt des Wagens konstant ist und zerlegt D jeweils in zwei Komponenten, normal und tangential zur Leitschienenoberfläche (Fig. 12), so ist die Normalkomponente maßgebend für die Größe

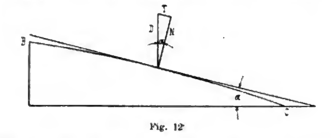


Fig. 12

der Abnutzung. Wäre die Laufschienenkurve BC eine Gerade, so wären für eine konstante Kraft D auch die Komponenten konstant; ist sie jedoch eine Parabel, so nimmt die Normalkomponente, somit die Abnutzung der Laufschiene von B nach C, also während der Bildung der aufsteigenden Spirale ab.

$$N = D \cos \alpha \qquad 16)$$

$\measuredangle \alpha$ nimmt von B nach C zu, d. h. die Abnutzung der Leitschiene ist in der Nähe von B größer als bei C. Je flacher nun die Parabel als Leitschienenkurve wird (siehe früher), desto größer werden zwar die Normalkomponenten, desto gleichmäßiger jedoch wird die Abnutzung; weil der Unterschied zwischen der Normalkomponente an den Stellen B und C kein so großer ist wie früher bei nicht so flacher Parabel.

Um nun die Abnutzung der Laufschienenoberfläche auf ein Mindestmaß zu bringen, läßt man die Stelze h (Fig. 3 S. 497) nicht gleiten, sondern rollen und stellt schließlich die Schiene selbst aus sehr widerstandsfähigem Material her. Denn, daß nur eine geringe Verschiedenheit in der Abnutzung an einzelnen Stellen derselben einen starken Einfluß auf die Beschaffenheit der Kötzeroberfläche ausübt, braucht nicht noch näher erläutert werden. Wünscht man nämlich in der Praxis eine Abänderung der Kötzeroberfläche, so greift man zu dem einfachen Mittel, daß man an entsprechenden Stellen der Laufschiene Material mit der Feile wegnimmt oder umgekehrt Metallstreifen unterlegt.

(Fortsetzung folgt.)

Die heutige Ziegelindustrie.

Von **Gustav Benfey**, Lauban.

(Fortsetzung von S. 486 d. Bd.)

Die Gestaltung der hier besprochenen Tonwaren erfolgte, wie wir gesehen haben, in den meisten Fällen auf nassem Wege, d. h. der aufgeschlossenen Masse wird so viel Wasser zugesetzt, bis sie genügend plastisch ist, um mit der Hand oder durch die Maschine ihre künftige Gestalt erhalten zu können. Ist das geschehen, so muß dafür gesorgt werden, die Feuchtigkeit wieder zu entfernen, damit die Formlinge, ohne Deformierung befürchten zu müssen, angefaßt und in den Ofen aufeinandergesetzt werden können. In den meisten Fällen, besonders bei weniger gut vorgearbeiteten Massen oder bei dünnwandiger Ware, muß diese Trocknung langsam und vorsichtig geschehen, da sonst leicht Risse, d. h. eine Trennung der einzelnen Teile, die nicht innig genug gemischt oder verformt sind, auch nicht genug gleichmäßig von der trocknenden Luft umspült werden, entstehen können.

Bei dem Trockenprozesse haben wir wieder eine natürliche und eine künstliche Trocknung, oder auch beide vereint zu unterscheiden. Jedenfalls muß bei jeder dieser Trocknungen damit gerechnet werden, daß in den Massenbetrieben der Tonindustrie sehr bedeutende Mengen Wasser zu entfernen sind, und dafür Vorkehrungen getroffen werden müssen. Zum Beispiel erzeugt eine mittelgroße Ziegelei in 200 Tagen etwa 4 Millionen Ziegel, die im frisch verformten Zustande etwa 5 kg das Stück wiegen. Der einzelne Ziegel enthält etwa 20—25 v. H., also 1 kg Wasser, welches durch die Trocknerei in möglichst kurzer Zeit zu entfernen wäre. Das beträgt für 1000 Ziegel 1000 kg oder für die Tageserzeugung von 20000 Ziegel 20000 kg Wasser, also eine gewaltige Zahl! Am billigsten wird dieses Wasser auf *natürlichem* Wege dadurch entfernt, daß man die frisch geformten Ziegel den Einflüssen der Luft, der Sonnenwärme und des Windes aussetzt, ein Verfahren, das für die gewöhnlichen Handstreichziegel auch meist geübt wird. Hier werden die Ziegel auf den sauber geebneten Streichplatz, frisch wie sie aus der Form kommen, flach hingelegt, sind sie etwas angetrocknet, so werden sie aufgekippt, d. h. auf die flache Seite gestellt und endlich, wenn sie genügend angetrocknet sind, um allmählig belastet werden zu können, an den Seiten der Schlagplätze auf etwas erhöhten Banketts zur völligen Trocknung aufgestapelt. Hierbei sind sie natürlich den Einflüssen der Witterung sehr stark ausgesetzt, besonders den atmosphärischen Niederschlägen, dann aber zu starker Trocknung durch Sonnenbrand und Winden. Hiergegen können die Formlinge, so lange sie noch auf dem Streichplatze liegen, nur durch Aufstreuen von Sand oder Asche geschützt werden; die aufgestellten Formlinge schützt man durch Strohmatten oder durch kleine Dächer, die fest oder beweglich die Stapel bedecken. Auf vielen Werken werden die frisch geformten Ziegel oder auch mit ihnen die ganze Formung unter Dach in ein oder mehrstöckige *Schuppen* untergebracht, um so die Vorteile des fast unbehinderten Luftzuges zu genießen, gleichzeitig aber um gegen die schädlichen Einflüsse der Witterung geschützt zu sein. Diese Schuppen werden, soweit als irgend möglich, mit

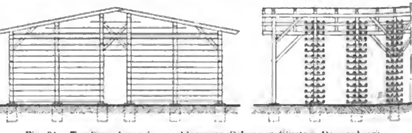


Fig. 34. Trockenanlagen in geschlossenen Schuppen (System Dannenberg).

Trockengerüsten besetzt, doch so, daß meist in der Mitte des Schuppens ein etwa 1,5—2,0 m breiter Gang zur Bewegung der Transportgefäße auf Schienen oder den Karrbahnen bleibt, ebenso bleibt zwischen den einzelnen Gerüsten ein Gang von etwa 80 cm Breite zur Bewegung für die Arbeiter beim Ein- und Ausbringen der Formlinge. *Die Trockengerüste*, bestehend aus den Gerüstleitern und den an sie befestigten Traglatten (Fig. 34), sind 60 bis

80 cm breit, 2,30—2,50 m hoch; die Entfernung der Traglatten voneinander beträgt 18—25 cm. Der Ersatz der hölzernen Traglatten durch Telegraphendraht hat sich nicht bewährt, da der Draht sich bei der wechselnden, zuweilen sehr starken Belastung ausdehnt und häufig nachgezogen werden muß. Auf den Traglatten werden die frischen Formlinge unmittelbar aufgesetzt, oder letztere werden zunächst auf Trockenbretter oder Trockenrähmchen gesetzt, die dann auf den Gerüstlatten ruhen. Das Trocknen auf jenen Trockenbrettern oder -Rähmchen geschieht bei in Wasserstrich hergestellten Mauerziegeln oder bei besseren Warengattungen, die nicht so häufig angefaßt werden sollen. Der Unterschied zwischen *Trockenbrettern* und *-Rähmchen* ergibt sich aus der Bezeichnung, erstere sind glatte, einfache Bretter, letztere durch Querleisten verbundene Latten, die für bessere Ware vorgezogen werden, da bei ihnen die Trockenluft auch von unten an den Formling herantreten kann und so die Trocknung gleichmäßiger erfolgt. Hat man es mit Formlingen zu tun, die im frischen Zustande besonders empfindlich gegen Luftzug sind, oder wünscht man sie vor den leichten Nachtfrösten zu schützen, die nach Beginn oder vor Schluß der Sommerkampagne noch auftreten können, so richtet man die Schuppen so ein, daß sie durch Jalousien, Klappen, Bretter usw. vollständig geschlossen werden können. Bei günstiger Witterung müssen sie jedoch so geöffnet sein, daß die Luft von allen Seiten eintreten und die einzelnen Formlinge umspülen kann. Deshalb dürfen diese Trockenschuppen auch nicht auf Plätze gestellt werden, die der Luft oder dem Sonnenschein nicht zugängig sind. Wie bereits erwähnt, werden die Schuppen auch mehrstöckig zur Ersparung an Platz, Baumaterial und Transportkosten hergestellt. Die Beförderung nach und von den oberen Stockwerken erfolgt auf schrägen Karrbahnen, oder, wo Maschinenkraft vorhanden ist, mittels Aufzügen.

Da diese Trockenschuppen in ihrer völligen Abhängigkeit von der Witterung und dadurch begrenzten Benutzung nur für jene Zeit, in der die Luft trocknend wirken kann, für einen regelmäßigen durch das ganze Jahr oder wenigstens den größten Teil des Jahres geführten Betrieb aber nicht genügten, so ging man für Herstellung besserer Waren oder bei größeren Anlagen bald dazu über, die Trocknung noch mehr den Einflüssen der Witterung zu entziehen. Dies geschah um so eher, als selbst der am vollkommensten gebaute Brennofen einen mehr oder minder großen Teil Wärme abgibt, der zur Trocknung der Formlinge ohne weitere Unkosten benutzt werden konnte. Damit war der Uebergang zur *künstlichen Trocknung* gegeben. Wir unterscheiden bei derselben die *Trocknung* mit *freier* und mit *zwangläufiger Luftbewegung*. Im ersteren

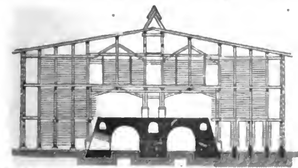


Fig. 35. Trockeneinrichtung um und über dem Ofen von Franke.

Falle umgibt man die Wärmequelle, meist den Ofen, in dem die Ware gebrannt wird, mit einem massiven oft drei- oder mehrstöckigen Gebäude (Fig. 35), in welchem in ähnlicher Weise, wie bereits geschildert, die Trockengerüste untergebracht werden. Die Luft tritt in derartige Gebäude meist unten ein, bei günstiger Witterung auch durch geöffnete Fenster, Jalousien, Klappen usw. an den Seiten, erwärmt sich an der Wärmequelle und zieht, nachdem sie möglichst viel Feuchtigkeit von den Formlingen aufgenommen hat, durch die im First des Daches angebrachte Laterne ab. Hierbei kann natürlich nicht verhindert werden, daß sehr viel warme Luft mit abgezogen wird, die lange nicht genug ausgenutzt, nicht genügend mit Feuchtigkeit gesättigt ist. Um dieser Verschwendung entgegenzutreten, gab man der erwärmten Luft eine bestimmte Richtung, man zwang sie dorthin, wo sie entsprechend ihrer Wärme und ihrer Bewegung genügend Feuchtigkeit aufnehmen mußte, sie vollständiger ausgenutzt wurde. Hier das Beste zu finden, haben Theorie und Praxis sich lange bemüht. Der erste Schritt war, die Trockengerüste in möglichst eng zu besetzende Trockenkammern hineinzubringen, d. h. in dicht geschlossene Räume, die meist die Herstellung eines Tages aufnehmen konnten. Dann folgten die verschiedenartigsten Anordnungen dieser Kammern, um die erwärmte Luft am besten in sie einzuführen, am vorteilhaftesten auszunutzen und die mit Feuchtigkeit gesättigte Luft am schnellsten abzuführen. Zunächst ordnete man die Trockenkammern direkt über dem wärmeausstrahlenden Ofen an, leitete durch besondere Kanäle die Wärme dorthin, wo man sie gebrauchte, um sie dort durch die Sohle eintreten zu lassen. Nachdem sie von unten nach oben das Trockengut durchstrichen hatte, wurde sie oben abgeführt. Diese Art der Einrichtung bewies sich als nicht praktisch, da sie das Arbeiten auf dem Ofen, besonders das Heizen von oben, im Ringofen, wesentlich erschwerte. *Dannenberg* ließ deshalb zwischen Ofendecke und den darüber liegenden Trockenkammern einen freien Raum und regulierte den Eintritt der Wärme durch aufklappbare Bretter im Boden der Trockenkammern. Bei beiden erwähnten Systemen wird nur die Wärme ausgenutzt, die den kühlenden Abteilungen des Ofens entstammt, während andere auch noch die Wärme ausnutzten, die dem Ofenkörper entstrahlte. Gleichzeitig lassen sie bei der Führung der Trockenluft sie nicht von



Fig. 36. Trockengerüste seitlich vom Ringofen (System Dannenberg).

unten nach oben steigen, um sie dort abzuführen, sondern sie suchen die Luft von oben nach unten (*Cohrs & Holzmann*) bezw. quer durch die Trockenanlage (*Ohle*) zu ziehen. Die drei Ausführungen haben das Gemeinsame, daß die Trockenkammern nicht oberhalb, sondern seitlich des Ofens im ersten Stockwerke des Gebäudes angeordnet sind und der Raum über dem Ofen lediglich zur Anwärmung der Luft benutzt wird (Fig. 36).

Aber auch diese Trocknereien nutzen die Luft noch nicht vollkommen aus, sie kann sich nicht mit Wasser genügend sättigen; an manchen Stellen wirkte die trocken und warm in lebhafter Bewegung eintretende Luft zu energisch, brachte die frischen Formlinge zum Reißen durch zu starkes ungleichmäßiges Antrocknen, sättigte sich dort mit Feuchtigkeit, die sie womöglich in kühleren Stellen der Trockenkammer wieder zum Schaden des Einsatzes abgab, kurz, die ganze Wirkung entsprach nicht den Ansprüchen an einer richtigen Ausnutzung der entnommenen Wärme. Deshalb wird bei den beiden, viel eingeführten Trockeneinrichtungen von *Hotop & Dannenberg* (Fig. 37) auf eine genaue Führung der Luft im längeren Weg hingearbeitet. Beide Einrichtungen stellen Trockenkanäle dar, die durch Abschlüsse (Schieber) in

einzelne Kammern während des Betriebes geschieden werden können. Die den kühlenden Oefen *A* oder einer direkten Wärmequelle entnommene warme Luft tritt zunächst durch

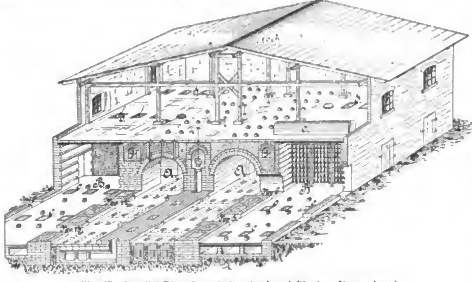
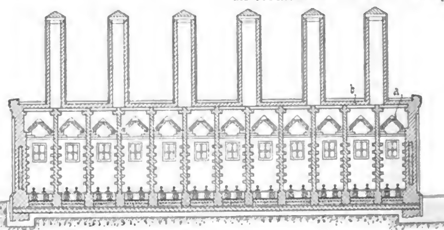


Fig. 37. Parallel-Ringofen mit Trockenkanal (System Dannenberg).

Ueberführungsrohre *e* von oben *d* in die Abteilung des Trockengutes *B*, die schon am weitesten vorgetrocknet ist, die also dementsprechend die höchste Wärme vertragen kann. Der Luftstrom trocknet diese Ware vollständig aus, tritt, dann sich allmählig abkühlend und mit Wasser sättigend, in die weniger vorgetrockneten Kammern bis zu den frisch eingesetzten Formlingen, die dann nur noch so viel Wärme erhalten, als sie vertragen können und dabei die sie umspülende Luft völlig mit Feuchtigkeit sättigen. Die so in den Betrieb genommenen Abteilungen sind durch Schieber von den neu zu besetzenden bezw. zu entleerenden getrennt. Der Abzug der ausgenutzten Luft findet meist nach unten durch in der Sohle angebrachte Oeffnungen *c* statt. Die lebhafte Luftbewegung, die bei diesen Anlagen erforderlich, wird durch Ventilatoren und einen kräftig wirkenden Schornstein erzeugt.

Im Gegensatz zu den bis jetzt besprochenen Trockenanlagen, bei denen die Trocknung durch die Bewegung erwärmter Luft geschieht, die dadurch die Fähigkeit erhält, möglichst viel Feuchtigkeit aufzunehmen, arbeitet die „Keller"-Trocknung, die, seit dem Jahre 1898 in der Industrie eingeführt, wohlverdiente Beachtung gefunden hat, mit fast vollständig stillstehender Luft. Die in Rohrleitungen eingeführte heiße Luft bewirkt nur allmählige Verdampfung des in dem Trockengute befindlichen Wassers, und die dabei entstehende Spannung drückt die gesättigte Luft nach oben durch ein besonders dafür eingerichtetes Dach.

Diese nach dem Erfinder, *C. Keller* in Laggenbeck, Kreis Tecklenburg, benannte Einrichtung (Fig. 38) besteht aus einer Anzahl nebeneinander liegender Trockengänge von 20—30 m Länge, bei 1 m Breite und 2,50 m Höhe. Die Anzahl der Gänge richtet sich nach der täglichen Erzeugung an Ware. Die einzelnen Gänge sind gegeneinander durch massive Wände, an ihren Enden durch Holztüren geschlossen. Ueber jedem Gange befindet sich ein kleines Satteldach, welches aus Brettern doppelwandig mit Luftisolierschicht hergestellt und mit Dachpappe gedeckt ist. Den weiteren Abschluß nach oben bilden Strohmatten, welche einerseits das Eindringen kalter Luft verhindern, andererseits aber der mit Feuchtigkeit gesättigten Luft freien Abzug nach außen gewähren. Jeden Trockengang durchzieht ein Schienengleis auf Eisenschwellen, die über einen gemauerten Kanal befestigt sind, in welchem die Rippenrohre zur Beheizung der Anlage liegen. Die Heizung erfolgt durch Abdampf oder durch direkten Dampf einer Kesselanlage. Die Ueberführung der Formlinge von der Presse in die Trockengänge und von dort in die Oefen erfolgt durch sogen. automatische Ziegelwagen, die einen wesentlichen Bestandteil dieser Trockenanlage sind und von *Keller* zuerst in die deutsche Industrie eingeführt wurden. Der Wagen (Fig. 39) wird so nahe an das Aufstellungsgerüst der frischen Formlinge bei der Presse herangeschoben, daß seine sechs Arme unter die Trockenbretter greifen. Durch einen am Wagen befindlichen Hebel werden die Arme dann gleichmäßig gehoben und mit ihnen die Trockenbretter mit den Formlingen;



a poröses Dach. b Steindach.
Fig. 38. Trockenanlage von Keller.

in dieser Stellung wird der Wagen mit Belastung zurückgezogen, dann nach dem Trockengang und in demselben bis dorthin gefahren, wo die Formlinge trocknen sollen. Die Seitenwände der Gänge bestehen, wie schon erwähnt,



Fig. 39. Automatischer Ziegelwagen der Keller-Trocknung.

aus massivem Mauerwerk, dasselbe ist jedoch, den Traglatten eines Trockengerüstes entsprechend, mit Vorkragungen versehen, welche den Trockenbrettern als Auflager dienen, sobald durch Herabdrücken des Hebels die Arme des Wagens wieder ihre erste, tiefere Stellung angenommen haben. Der leere Wagen wird dann herausgezogen und nach der Presse zur neuen Beladung gefahren. In dieser Trockeneinrichtung wird bei normalen Verhältnissen eine Wärme bis zu 50 ° C erzielt und kann jeder Gang, der etwa 4000 Ziegel enthält, in vier Tagen seinen Einsatz vollständig getrocknet und entsprechend vorgewärmt dem Ofen zum Brennen überliefern.

Die großen Vorzüge dieser Trockenanlage liegen darin, daß die Trocknung, selbst bei schwer zu behandelndem Materiale, schnell, im regelmäßigen Betriebe, ungestört von jedem Witterungseinfluß, von Winter oder Sommer, durchgeführt werden kann, dann, daß die Formlinge nur zweimal, beim Absetzen an der Presse und beim

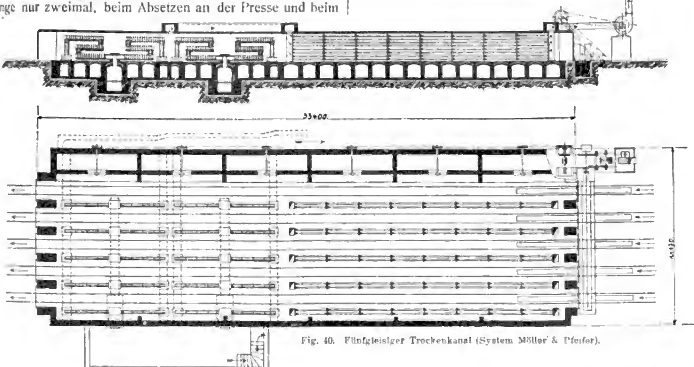


Fig. 40. Fünfgleisiger Trockenkanal (System Möller & Pfeifer).

Einsetzen im Ofen angefaßt zu werden brauchen, endlich daß die Ware so gründlich ausgetrocknet und warm in den Ofen kommt, um einen großen Teil des kostspieligen und zeitraubenden Schmauchens zu ersparen.

Dieselben Vorzüge besitzen die folgenden Trockeneinrichtungen, bei denen jedoch im Gegensatz wieder zu den bisher beschriebenen, das Trockengut nicht fest liegt und allmählich angewärmt wird, sondern bei denen es auf Wagen ruht, die allmählich der Wärmequelle und damit der größeren Hitze entgegengeführt werden. Derartige Trockeneinrichtungen sind schon seit etwa 30 Jahren in Deutschland, wie im Auslande aufgetaucht, haben aber in der ersten Zeit nur in Amerika größere Verbreitung gefunden. Erst im letzten Jahrzehnt hat der auf gleichem Prinzip beruhende Trockenkanal von *Möller & Pfeifer* sich in Deutschland rasch eingeführt. Er ist eine Verbesserung des älteren Kanalofens von *Bock*.

Die Konstruktion des Trockenkanals von *Möller & Pfeifer* (Fig. 40) ist die folgende: Ein Tunnel, breit und lang genug, um die tägliche Herstellung an Waren auf 3—4 nebeneinanderliegenden Gleisen aufnehmen zu können. Höhe etwa 1,80—2,00 m. Wir unterscheiden der Länge nach den heißen und kalten Teil des Tunnels. An dem letzteren, dessen Eingang offen ist, wird in regelmäßigen Zeiträumen auf jedem Gleise je ein Wagen mit frischen Formlingen hineingeschoben, anschließend dieselbe Zahl Wagen mit trockenen Formlingen aus dem heißen Teile gezogen und dessen Türen dann sofort wieder geschlossen. Am heißen Teile sind zur direkten Wärmeerzeugung zwei Luftheizungsapparate gebaut, die aus großen eisernen Rippenrohren bestehen, durch welche das auf Rosten angefachte Feuer hindurchstreicht. Die hierbei erzeugte Wärme dient zunächst dazu, die bis zu jenem Teile vorgerückten, schon etwas angetrockneten Formlinge vollends zu trocknen, was bei einer Temperatur bis zu 120 ° C geschieht, wodurch dann wieder das den Formlingen entzogene Wasser zur Verdampfung gebracht wird. Diese Wasserdämpfe werden durch eine in der oberen Ecke des Tunnels, ganz am Ende oder in der Mitte des heißen Teils gelassene Oeffnung abgesaugt und gelangen in einen darüber befindlichen massiven Kanal. In diesem ziehen die Wasserdämpfe, bis sie am Ende der Kaloriferen im heißen Teil in eine Rohrleitung gelangen, die quer über dem Tunnel liegt und von da in drei bis auf den Fußboden des Kanals reichende, abgezweigte Rohre von rechtwinkligem Querschnitte, die Sammelkasten genannt werden. Von den Sammelkasten, die sich je zwischen zwei Wagenreihen befinden, geht eine Anzahl Rippenrohre bis zu dem kalten Ende des Tunnels, wo sie wieder in Sammelkasten, wie die Vorbeschriebenen, münden, die sich wieder über dem Kanal in ein quer darüberliegendes Rohr einigen, das in seiner Verlängerung mit einem Exhaustor in Verbindung gebracht ist. Wird demnach dieser Exhaustor in Bewegung gesetzt, so saugt er die Wasserdämpfe aus dem heißen Teil durch den darüber liegenden Kanal, durch die Sammelkasten und durch die die letzteren verbindenden Rohrstrecken. An der einen Langseite des Tunnels sind außerhalb desselben Hohlräume angebracht, die an mehreren Stellen mit dem Innern des Kanals durch runde Oeffnungen, die mit Ventilatorscheiben ausgefüllt sind, in Verbindung stehen. Diese Ventilatorscheiben, welche von der Maschine aus in beschleunigte Drehung gebracht werden, dienen dazu, die Luft im Innern des Kanals in fortwährender Bewegung zu halten, sie an den Heizrohrstrecken anzuwärmen und mit dem Trockengute in innige Berührung zu bringen.

(Fortsetzung folgt.)

Aus der Praxis.

Die Anwendung von Heißdampf im Lokomotivbetrieb nach dem System von Wilh. Schmidt.

Die neuesten Einrichtungen zur Erzeugung hochüberhitzten Dampfes in Lokomotivkesseln sind in D. p. J., Bd. **321**, S. 737 mitgeteilt; insbesondere ist dort auch der Rauchröhrenüberhitzer von *Schmidt* beschrieben. Die Verwendung hochüberhitzten Dampfes in der Lokomotivmaschine machte deren besondere Durchbildung für die hohen Temperaturen bis zu 350° notwendig. Was die allgemeine Bauart der Lokomotivmaschine anlangt, so scheint die Zwillings- oder für hohe Geschwindigkeiten Doppelzwillingsmaschine mit einfacher Expansion als wirtschaftlichstes System für die Zukunft die Verbundanordnung verdrängen zu wollen. Alle mit dem hochüberhitzten Dampf in Berührung kommenden Teile: Zylinder, Kolben, Schieber, Stopfbüchsen, Hähne usw. erfuhren gegenüber der bei Naßdampf üblichen Bauart wesentliche Aenderungen. Fig. 1 zeigt die Ausführung des Heißdampfzylinders mit zylindrischem Schieberkasten. Der Dampfkolben ist noch besonders in Fig. 2 abgebildet. Er besitzt drei Dichtungsringe; diese werden leicht an die Zylinderwand angedrückt durch den Dampf, welcher durch Bohrungen und Nuten dahinter treten kann. Der Kolben läuft frei im Zylinder; sein Gewicht wird durch den Kreuzkopf und durch eine besondere Führung an der Vorderseite aufgenommen. Bei Heißdampf dürfen weder die Stopfbüchsen noch die Zylinderwand zum Tragen des Kolbens herangezogen werden, weil die Reibung bei den hohen Temperaturen leicht Heißlaufen verursacht. Querbewegungen der Kolbenstange ermöglichen die kugelförmigen Ringe, welche am Grund und vorne an der Stopfbüchse angeordnet sind. Die Hülse, welche zur Aufnahme der weißmetallenen Dichtungsringe und des gußeisernen Grundringes dient, ist mit einem

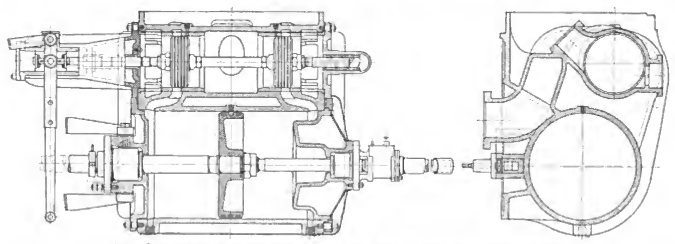


Fig. 1. Dampfzylinder mit Kolbenschieber und Zubehör für Heißdampflokomotiven (System Schmidt).

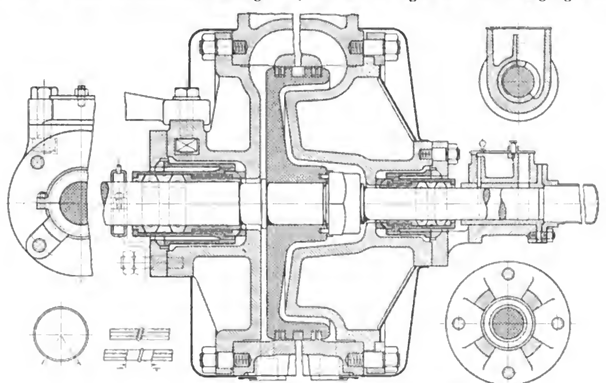


Fig. 2. Dampfkolben mit Stopfbüchsen und vorderer Kolbenstangenführung.

Hohlraum versehen, in welchem die Außenluft auf der ganzen Länge der Hülse kühlend wirkt. Die Packungsringe werden in der Hauptsache durch den Dampf selbst, außerdem aber noch durch eine Feder selbsttätig angedrückt und nachgespannt.

Von den Steuerschiebern kommen zwei Bauarten vor. Bei der einen besitzen die für jede Zylinderseite besonders angeordneten Kolbenschieber nicht aufgeschnittene breite

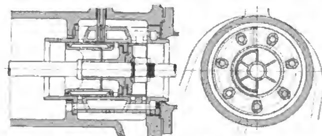


Fig. 3. Kolbenschieber mit geheizten Buchsen, doppelter Einströmung und geschlossenen Dichtungsringen.

Dichtungsringe und zur möglichsten Einschränkung des Durchmessers (150 mm) doppelte Einströmung. Fig. 3 zeigt einen solchen Schieber. Der Dampf tritt zwischen den beiden Schieberteilen eines Zylinders ein; die Schieberstangen sind daher nur gegen den Auspuffdampf abzudichten; es genügt dazu eine einfache mit Rillen versehene Büchse. Die Schieber werden dampfdicht in ihre Büchsen eingeschliffen und damit sie sich unter der Einwirkung der hohen Dampftemperatur nicht klemmen, werden diese doppelwandig ausgeführten Büchsen mit Frischdampf geheizt.

Die andere Bauart von Kolbenschiebern ist in Fig. 4 abgebildet. Ein zu starker Druck des breiten federnden Dichtungsringes durch den dahintertretenden Dampf wird durch radial eingebohrte Löcher von 5 mm Durchm. vermieden. Um einen dampfdichten Abschluß zwischen Deckel und Ring, sowie zwischen Ring und Schieberkörper zu erzielen und um zu verhindern, daß der Ring zwischen Schieberkörper und Deckel festgeklemmt wird, ist die Verbindung etwas elastisch ausgeführt. Der Dampfdruck preßt den Deckel gegen den Ring, der zugleich etwas nachgeben kann. Beim Dampfeintritt herrscht vor und hinter dem membranartigen Deckel gleicher Druck; dabei kann sich der Kolbenring auf den richtigen Durchmesser einstellen; während des Dampfaustritts aber wird der Ring vom Deckel angepreßt und dadurch in seiner augenblicklichen Lage gehalten, auch in den Stellungen, wo infolge Ueberschleifens der Entlastungslöcher ein Ueberdruck hinter dem Ring entstehen kann.

Versuche an Heißdampf-Zwillingslokomotiven der preußischen Eisenbahnverwaltung ergaben eine durchschnittliche Kohlenersparnis gegenüber Naßdampf-Zwillingslokomotiven von 25—30 v. H. und eine Ersparnis von 15—20 v. H. gegenüber Naßdampf-Verbundlokomotiven. Die Ersparnis im Wasserverbrauch war noch einige Prozente höher; daraus folgt bei der gleichen Kesselbeanspruchung eine erhöhte Leistungsfähigkeit der Heißdampflokomotive. *M.*

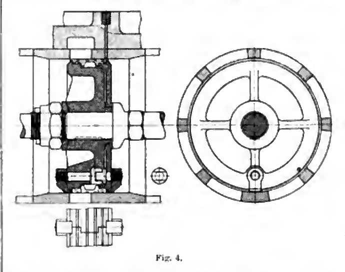


Fig. 4.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Strommesser. Da der Höchstwert des Anlaufstromes eines Motors für das das Netz speisende Elektrizitätswerk und die übrigen angeschlossenen Stromverbraucher von größter Wichtigkeit ist, so ist dessen genaue Messung nach dem Einbau jedes Motors vorzunehmen. Diese Messung wird jedoch dadurch erschwert, daß dieser Höchstwert meist nur während Bruchteilen einer Sekunde vorhanden ist. Das neue Instrument ist daher bezüglich seiner Dämpfung genau abgestimmt und vor allem ist zur Verminderung der schwingenden Masse des Meßsystems der Zeiger mit dem letzteren nur kraftschlüssig gekuppelt. Zur Messung wird durch einen besonderen Knopf der Zeiger bis nahezu auf den zu erwartenden Höchstwert eingestellt und dann der Motor angelassen. Wird der Zeiger hiernach um weniger als etwa 5 v. H. des gemessenen Wertes aus seiner Lage gebracht, so ist der erhaltene Wert brauchbar; andernfalls wird mit neuer Zeigereinstellung das Anlassen wiederholt. Selbstverständlich muß eine geringe Vorwärtsbewegung des Zeigers stattfinden, damit man sicher ist, daß der eingestellte Wert überhaupt erreicht wurde. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 297—298.) *Pr.*

Elektrizitätszähler. (*Lackie.*) Um mit einem Motorzähler beliebiger Bauart auch den Höchstverbrauch messen zu können, ist ein Wagebalken drehbar gelagert, der an dem einen Hebelarm mit einem Eisenkern in ein Solenoid taucht, welches von dem Verbrauchsstrom durchflossen wird. Dieses Solenoid zieht bei Stromdurchgang den Kern an und dreht den Wagenbalken, so daß ein an seinem anderen Arm befestigtes Zahnrad mit dem Motorzähler gekuppelt wird und mittels einer Rolle und einer mit Mitnehmer versehenen Schnur ein Laufgewicht auf dem Wagebalken verschiebt. Sobald dieses den Zug des Solenoides überwindet, wird das Zahnrad ausgeschaltet und Schnur und Mitnehmer gehen durch ein Gewicht wieder in ihre Anfangslage zurück. Das Laufgewicht bleibt jedoch in seiner Lage und gibt an einer Teilung die Höchststromstärke an. Sobald ein stärkerer Strom den Zähler durchfließt, wird das Solenoid den Wagebalken wieder drehen, die Kupplung findet wieder statt und das Laufgewicht wird weiter verschoben, bis es die dem größeren Strom entsprechende Lage erreicht hat. Da zwischen dem Ausschwingen des Wagebalkens und dem Weiterschieben des bereits einmal verschobenen Laufgewichtes eine gewisse Zeit vergeht, die durch entsprechende Zahnradübersetzung zwischen Zähler und Schnurtrommel passend gewählt werden kann, werden Kurzschlüsse, ebenso wie Stromsteigerungen von kurzer Dauer keinen Einfluß auf die Angaben des Instrumentes ausüben. (The Electrical Review, London 1907, Bd. I, S. 1043.) *Pr.*

Eisenbahnwesen.

Einschienenbahn. (*Brennan.*) Die Standsicherheit der Fahrzeuge, die bei dem neuen System im Gegensatz zu anderen

„sogenannten“ Einschienenbahnen in der Tat nur auf einer einzigen auf Schwellen gelagerten Schiene laufen, wird durch Kreiselwirkung erzielt. Hierzu sind in jedem Fahrzeuge zwei Schwungräder angeordnet, die unmittelbar durch Elektromotoren je in entgegengesetzter Richtung angetrieben werden. Durch besonders ausgebildete Lager, sowie durch Unterbringung in geschlossenen luftleeren Räumen werden die Reibungsverluste derartig vermindert, daß die Schwungräder nach Abschalten des Stromes der Antriebsmotoren die zur Standsicherheit des Fahrzeuges nötige Geschwindigkeit noch mehrere Stunden behalten; zum Stillstand kommen die Räder erst etwa nach zwei bis drei Tagen. Das Gewicht der Schwungräder und der Motoren beträgt etwa 5 v. H. der Nutzlast des Fahrzeuges. Das im Betriebe befindliche Versuchsfahrzeug kann eine Person fassen. Es trägt an den Enden kleine Drehgestelle mit zwei hintereinander angeordneten Rädern.

Als Vorteile werden geltend gemacht: Hohe Geschwindigkeit; besondere Sicherheit für das Durchfahren von Kurven; geringere Beschränkung in der Breite der Fahrzeuge als bei anderen Standbahnen; geringere Herstellungs- und Unterhaltungskosten infolge des geringeren Materialaufwandes; Sicherheit gegen Entgleisen.

Ein 4 m langes Fahrzeug, welches mit einem 100 PS Petroleummotor ausgerüstet werden soll, wird demnächst gebaut werden. Die Kreisel werden 820 mm Durchm. erhalten und mit 2000—3000 Umdreh. i. d. Min. laufen. (The Electrician 1907, S. 172—174.) *Pr.*

Eisenbeton.

Eisenbahnbrücken in Beton und Eisen. (*Wolff.*) An Stelle der reinen Eisenüberbauten werden Bauwerke aus Walzträgern mit Betonkappen hergestellt. Dieselben vereinigen eine Reihe von Vorzügen der reinen Eisenbauten und Eisenbetonbauten.

Als besonderer Vorzug ist der Wegfall der Unterhaltungskosten zu nennen, da das Rosten der einbetonierten Träger wegfällt.

Als eigentliches Tragwerk dient eine Anzahl Walzträger, und zwar *Differdinger*-Träger zur Vermeidung von großen Konstruktionshöhen. Diese in einer Entfernung von 40 bis 50 cm verlegten Träger werden in Abständen von 60 bis 80 cm durch Stehbolzen verbunden Dieses Tragwerk wird mit Beton bis zu 3 cm über der Oberkante ausgestampft. Auf der Unterseite wird der Beton 1 bis 2 cm stark verputzt. wobei die Träger mit einem Drahtgewebe umhüllt werden. Die ganze Konstruktionshöhe ist also 5 cm höher als die Trägerhöhe.

Der Beton wird bei der statischen Berechnung nicht mit ausgenutzt, so daß die Berechnung sehr einfach ist.

Durch den die Träger einhüllenden Beton wird die Belastung ziemlich gleichmäßig auf das ganze Brückenauflager verteilt, diese Verteilung wird noch durch ein am Auflager quer unter die Träger weglaufendes Flacheisen gesichert.

Diesen Konstruktionen wird als Nachteil die große Konstruktionshöhe und die lange Erhärtungsdauer des Betons, welche die Anwendung bei Umbauten unter Aufrechterhaltung des Betriebes ausschließt, vorgeworfen. Durch eine Tabelle wird nachgewiesen, daß der erste Vorwurf unberechtigt ist, da man nur solche Eisenkonstruktionen zum Vergleich heranziehen darf, welche eine gewisse Freiheit in der Anordnung der Gleislage gestatten, also Eisenüberbauten mit Buckelplatten oder Tonnenblechen. Der zweite Nachteil läßt sich umgehen, wenn man die Konstruktion neben dem Bauwerk aufstellt, ausbetoniert und erhärten läßt und dann in einer Betriebspause in die richtige Lage einbaut.

Das Einfahren des Bauwerks geschieht auf verschiedene Weise. Bei leichten Bauten läßt man die Konstruktion über einfache Schienen gleiten, die auf einem bis zur Höhe des Ueberbaues errichteten Schwellenrost befestigt sind. Bei schwereren Bauten sind unter den Trägern des Bauwerks Schienen befestigt, die ihrerseits auf 5 cm starken Walzen abrollen, die auf den oben genannten Schienen liegen. Bei sehr schweren Bauten werden die Walzen durch Radsätze ersetzt.

Nachdem der Ueberbau eingefahren ist, muß er zur Herausnahme der Walzen ein wenig angehoben werden; hierbei empfiehlt sich die Verwendung von Wasserdruckwinden. Schließlich ist noch die Bettung und der Oberbau aufzubringen. Als Zeitdauer für diese ganze Arbeit des Einbaues ist $1^1/_2$ bis $2^1/_2$ Stunden erforderlich. (Zentralblatt der Bauverwaltung 1907, S. 340—343.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Elektrotechnik.

Elektrische Kompaßeinstellung. Die großen, auf Kriegsschiffen befindlichen Stahlmassen schwächen nicht allein das erdmagnetische Feld an den meisten Stellen, wo ein Kompaß nötig ist, sondern sie bedingen auch eine falsche Einstellung des Nordzeigers. Diese Abweichung ändert sich mit der Fahrtrichtung, und ist für verschiedene Stellen an Bord ungleich. Jeder Kompaß muß denn auch für sich durch Anbringung von Weicheisenstäben in der unmittelbaren Nähe kompensiert werden, während die Derivationskoëffizienten für jeden Apparat bestimmt werden.

Die Wirkung der elektrischen Kompaßeinstellung ist möglichste Unabhängigkeit von den schiffsmagnetischen Einflüssen. Ein Primärapparat, der eigentliche Kompaß, findet dazu Aufstellung an derjenigen Stelle des Schiffes, wo der Erdmagnetismus möglichst wenig geschwächt und deriviert ist. Dieser Primärkompaß gibt auf elektrischem Wege Signale an die Sekundärapparate, welche keine Magnetnadeln enthalten, also unabhängig sind von erdmagnetischen und schiffsmagnetischen Einflüssen, und welche in beliebiger Anzahl und an beliebigen Stellen des Schiffes aufgestellt werden können. Alle Kompasse werden also genau gleich und richtig zeigen.

Bei der Kompaßeinstellung nach Prof. *Einthoven* in Leyden hängt die Kompaßrose zwischen einer Glühlampe und vier kreissegmentförmigen, aus Platinstreifen gebildeten elektrischen Widerständen. Dreht sich die Magnetnadel mit der aus Mica hergestellten Rose, welche ein offenes Fenster enthält, so werden dadurch, je nach der Verdrehung, verschiedene Platinstreifen erhitzt, deren Widerstand sich damit ändert. Die vier, aus Platinstreifen gebildeten Segmente sind als Abzweigungen einer *Wheatstone*schen Brücke geschaltet, mit deren Knotenpunkte irgend welche Starkstromquelle des Schiffes verbunden ist. Durch Aenderung der segmentförmigen Widerstände werden Ströme in dem Brückensystem erzeugt, welche nach den sekundären Kompassen geleitet werden und diese in Uebereinstimmung mit dem Primärapparat einstellen. Die Widerstände sind unmittelbar über eine dicke Kupferscheibe mit großer Wärmekapazität angebracht, damit die Platinstreifen möglichst schnell, nachdem die Bestrahlung aufgehört hat, wieder die Temperatur der Umgebung annehmen.

Der Empfangapparat enthält einen geschlossen ringförmigen Elektromagneten mit zwei radialen Polschuhen, zwischen denen ein doppeltes Drahtspulensystem um eine senkrechte Achse drehbar angeordnet ist. In diese Drahtspulen werden die oben genannten in der *Wheatstone*schen Brücke des Primärapparates erzeugten Ströme geschickt. Die senkrechte Achse trägt die Kompaßrose (ohne Magnete) und vier Schleifbürsten zur Aufnahme der elektrischen Ströme.

Die Apparate sind in weiten Grenzen unabhängig von etwaigen Aenderungen in der Netzspannung und von der Außentemperatur. Um den Einfluß der in der Nähe der Primärrose zirkulierenden elektrischen Ströme unschädlich zu machen, sind alle in Frage kommenden elektrischen Leitungen bifilar angeordnet. Nachdem der beschriebene Apparat auf zwei niederländischen Panzerschiffen ausprobiert war, hat er nun in endgültiger Form ebenfalls auf einigen deutschen Panzerschiffen, u. a. auf „S. M. Württemberg“ Anwendung gefunden. Die Firma *Siemens & Halske* in Berlin hat die Herstellung übernommen. (Het Vakblad 1907, S. 174—177.) *Ky.*

Elektrische Schienenverbindungen. (*Brown.*) Für die Herstellung senkrechter Löcher, die zum Teil in der Schiene und

zum Teil in den winkelförmigen Ansätzen der Stoßlaschen verlaufen und zur Aufnahme der bekannten Amalgampfropfen dienen, wird eine aus der Oberleitung gespeiste elektrische Bohrmaschine verwendet. Das Gestell für die Bohrmaschine enthält einen großen Hufeisenelektromagneten mit dem Schienenprofil entsprechenden Polschuhen, der die Vorrichtung in ihrer Lage festhält. Außerdem sind kleine Räder angebracht, um bei Annäherung eines Straßenbahnwagens die Vorrichtung nach Unterbrechung des Stromes leicht vom Gleise entfernen zu können. Zum Bohren werden *Wolfram*-Strahlbohrer verwendet, die trocken bis zu 1000 Löcher bohren, ohne ein Wiederanschleifen zu erfordern. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 834.) *Pr.*

Lokomotivbau.

Kamin und Blasrohr an Lokomotiven. Die Schweizer Bundesbahnen haben, veranlaßt durch die ungenügende Dampferzeugung bei einer Heißdampflokomotive, im Jahre 1905 Versuche über die zweckmäßigste Form von Kamin und Blasrohr vorgenommen. Dabei wurde gefunden, daß die beste Anordnung ein nach unten zylindrisch verlängerter, nach oben schwach konisch erweiterter (also düsenförmiger) Kamin und ein bis auf Kesselmitte heruntergesetztes möglichst weites Blasrohr ist.

Der hohe Kohlenverbrauch einiger Tenderlokomotiven gab im Jahre 1906 Veranlassung, diese Frage weiter zu verfolgen. Bei den auf fahrplanmäßigen Fahrten angestellten Versuchen wurde ein Wassermanometer zur Messung des Unterdruckes in der Rauchkammer verwendet, ebenso ein Quecksilberbarometer, das an den Auspuffraum des einen Dampfzylinders angeschlossen war und den hier herrschenden Gegendruck angab. Auf empirischem Wege sollten dadurch die zweckmäßigsten Blasrohrverhältnisse ermittelt werden.

Diese Versuche haben ergeben, daß in allen Fällen, wo der Kamin, wie oben angegeben, verlängert wurde, die Wirkung des Dampfstrahles stets zunahm. Der Ueberdruck an der Schornsteinmündung wird in seiner Rückwirkung auf den Unterdruck in der Rauchkammer besser durch eine lange Dampf- und Rauchsäule überwunden, als durch eine kurze. Wirkungsvoller sind dabei weite düsenförmige Kaminformen, als enge zylinderförmige. Die Blasrohrköpfe können bei Verwendung von langen Schornsteinen bis etwa Kesselmitte herabgesetzt werden. Die Formel von *v. Borries*

$$D = 0{,}156 \sqrt{\frac{SR}{S + 0{,}3R}},$$

wobei S den freien Querschnitt der Rauchröhren in qm, R die Rostfläche in qm bedeutet, liefert zu enge Querschnitte und damit starke Gegendrücke in den Dampfzylindern und Stöße in der Rauchkammer. Bei Verwendung von langen Schornsteinen können die Blasrohrköpfe weiter ausgebohrt werden, dadurch verschwinden diese Uebelstände und es tritt eine stetige Saugwirkung ein. Die Folge davon ist eine Verminderung der Gegendrücke in den Dampfzylindern, was den Wirkungsgrad der Dampfmaschine etwas verbessert.

Richtige Schornstein- und Blasrohrverhältnisse sind von großer Bedeutung wegen ihrer Rückwirkung auf den Kohlenverbrauch der Lokomotive. (Schweiz. Bauzeitung 1907, Bd. 50, S. 10—12.) *W.*

Wogen und Nicken der Lokomotive. (*Lindemann.*) Die als Wogen und Nicken bezeichneten Schwingungen der Lokomotive beeinflussen sich gegenseitig, da der Schwerpunkt der Federanordnung nicht mit dem Schwerpunkt des abgefederten Teiles der Lokomotive zusammenfällt. Dabei übt aber die große innere Reibung der Tragfedern eine mehr oder minder starke dämpfende Wirkung auf die Schwingungen aus. Diesen Einfluß versucht der Verfasser auf rechnerischem Wege zu untersuchen. Um den Einfluß der Federn für eine bestimmte Lokomotive zu ermitteln, muß das Trägheitsmoment des abgefederten Teiles der Lokomotive in bezug auf eine wagerechte durch seinen Schwerpunkt gehende Achse bekannt sein. Außerdem müßten durch Versuche verschiedene Konstante der Federn gefunden werden, um ihren Einfluß auf die Dämpfung bestimmen zu können. Solche Versuche fehlen aber noch gänzlich.

Das durch Annäherungsrechnung und Schätzung gefundene Ergebnis kann nur problematischen Wert besitzen. Bis nicht genaue Versuche vorliegen, ist wohl die Rechnung ohne Berücksichtigung der Dämpfung durchzuführen und die Wirkung derselben, von der man ungefähr weiß, in welchem Sinne sie das Ergebnis beeinflußt, abzuschätzen. (*Glasers* Annalen 1907, Bd. 61, S. 12—15.) *W.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Arth-Rigibahn. (*Strub.*) Die 1874 gebaute normalspurige Bergbahn wurde 1907 in elektrischen Betrieb umgebaut. Der neue Fahrpark besteht aus drei alleinfahrenden Automobilwagen für je 120 Personen, die auf zwei Drehgestellen, 11,60 m Abstand, ruhen, von denen das obere als Motorengestell, das untere als Bremsgestell dient. Die beiden eingebauten Serie-Motoren leisten je 130 PS bei 750 Uml./Min. und 700—900 Volt Spannung. Das Bremsgestell trägt die Luft-Repressionsbremse (Patent *Strub & Kamm*), welche bei Talfahrt bei Ueberschreitung von 12 km selbsttätig wirkt (mittels Geschwindigkeitsregulators). Das Motorendrehgestell wiegt 10 t, das Bremsdrehgestell 7,6 t, der Wagen leer 25,6 t und belastet 35 t. Der Wagenkasten von 8 t Gewicht hat 17,26 m Länge und 3,0 m Breite. Der belastete Wagen erfordert auf der Höchststeigung von 21 v. H. 270 Amp. bei 710 Volt und 8 km Fahrgeschwindigkeit. Der Betriebsstrom wird als Drehstrom von dem *Elektrizitätswerk Altdorf* bezogen und für den Bahnbetrieb in Gleichstrom umgeformt.

Die gesamten Umbaukosten betrugen 480 000 M., wovon 137 600 M. auf die 4,36 km lange Talbahn Arth — Goldau, 320 000 M. auf die 8,6 km lange Zahnstrecke und 22 400 M. auf die Beleuchtung mehrerer Gemeinden entfallen. Ein Automobilwagen der Zahnstrecke kostet vollständig 44 000 M. oder 1,72 M. f. d. kg. (Deutsche Straßen- u. Kleinbahnzeitung 1907, S. 615—619.) *A. M.*

Technische Chemie.

Schmelzpunkt von metallischem Wolfram. (*v. Wartenberg.*) Der Schmelzpunkt von Wolfram liegt so hoch, daß er bisher nicht gemessen werden konnte.[1]) *Wartenberg* bildete den positiven Pol eines luftleer gepumpten Entladungsrohres aus einem Wolframstabe und erhitzte durch einen starken Gleichstrom von 20 Ampere und etwa 40 Volt die Anode zur strahlendsten Weißglut. Zum Durchlassen dieses niedrig gespannten Stromes durch das Vakuum diente eine *Wehnelt*sche Kathode, d. h. ein Platinblech, das durch einen Hilfsstrom zur Weißglut gebracht wurde.[2])

Der Spannungsabfall des Hauptstromes drängt sich fast vollständig an der Anode zusammen, so daß hier eine Energiemenge von etwa 800 Watt wirkt und das Wolfram schmilzt. Im Augenblicke des Schmelzens wurde die vom Wolfram ausgestrahlte Lichtmenge mit dem *Wanner*-Pyrometer gemessen und so eine „schwarze" Temperatur von 2653 ± 9° gefunden, wenn der benutzte Stab eine blanke Kuppe hatte. War der aus Wolframpulver gepreßte Stab frisch, so sah er grau wie Platinschwamm aus und zeigte beim Schmelzen die „schwarze" Temperatur 2800°.

Die *wahre* Schmelztemperatur dürfte zwischen 2800° und 2850° C liegen.

Die erhaltenen Kugeln von reinem Wolfram sehen aus wie hochpoliertes Platin, lassen sich mit dem Messer eindrücken, zerspringen aber bei stärkerem Druck. Sie zeigen ein drüsen-

[1]) In einem elektrisch geheizten Kohlenrohr oder im Lichtbogen schmilzt zwar Wolfraum, vereinigt sich aber mit der Kohle zu Karbid.

[2]) Nach der Elektronentheorie machen die vom glühenden Bleche ausgesandten Elektronen das Vakuum leitend.

artiges, radialkristallinisches, großblättriges Gefüge und haben ein spez. Gewicht 17,6—18,3. Sie enthalten kleine Hohlräume.

Ist das Wolfram eisenhaltig, so verdampft das Eisen schon weit unter dem Schmelzpunkt des Wolframs. (Berichte der Deutschen chem. Ges. 1907, S. 3287—3291.) *A.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftanlage Mödling. (*Frenz*). Die kleine Wasserkraftanlage der Stadt Mödling dient zur Förderung von Trinkwasser (täglich 5000 cbm auf 80 m Höhe), dessen Schöpfstelle 2,7 km von dem Kraftwerk entfernt liegt. Die Turbinenanlage nutzt 5,5 m Gefäll und 3,2 cbm/Sek. der Fischa aus. Das massive Wehr aus Portlandzement-Stampfbeton ist 4,50 m lang und 1,20 m hoch; an dasselbe schließt der 800 m lange Oberwasserkanal als Erdkanal an (Sohlenbreite 3 m, Gefäll 0,4 ‰, mittlere Geschwindigkeit 0,55 m). Die beiden Turbinen sind in offenen Kammern aus Beton eingebaut. Vor den Schützen befindet sich je ein Schutzrechen und vor diesem ein Sandfang mit Leerlaufschleuse. Die beiden aufgestellten Turbinen sind Doppel-Francisturbinen mit 500 mm Laufraddurchmesser; sie leisten je 86 PS bei 300 Uml./Min., 5,5 m Gefälle und 1600 Lit./Sek. Wassermenge (gebaut von der *Prager Maschinenbau A.-G.*). Die Regelung erfolgt durch je einen automatischen Präzisionsregulator (System Ruston), welcher unter Zwischenschaltung eines Gestänges auf die *Fink'schen* Leitradschaufeln einwirkt. Zwischen Turbinen und Generator ist eine Schwungrad zwischen zwei besonderen Lagern angebracht. Jede Turbine ist mit einem Drehstromgenerator von 68 KVA mittels Federbandkuppelung gekuppelt. (Elektrotechnik und Maschinenbau S. 435 bis 439). *A. M.*

Bücherschau.

Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb. Von *A. Pfarr.* Berlin 1907. Julius Springer. 821 Seiten und 46 Tafeln.

Seit mehreren Jahren war es in Fachkreisen bekannt, daß Prof. *A. Pfarr* an einem Werke über Wasserturbinen arbeitete, und allgemein sah man mit Spannung und Interesse dem Erscheinen des Buches entgegen, denn es war von vornherein zu erwarten, daß der Verfasser etwas Hervorragendes bringen würde.

Da das Buch in erster Linie für den Lernenden bestimmt ist, so sind naturgemäß manche Vorgänge, die dem Fachmann geläufig sind, recht ausführlich behandelt, aber die gewählte Form ist derart, daß auch das Bekannte in neuer Beleuchtung erscheint. Den vom Verfasser eingenommenen Standpunkt kennzeichnet am treffendsten der Satz in der Vorrede: „So wenig wir der mathematischen Behandlung des Stoffes entraten können, so sehr muß vor einer nur analytischen Behandlung der Vorgänge gewarnt werden, die hie und da geradezu das freie Erkennen der sachlichen Umstände beeinträchtigt." Gegenüber den bekannten neueren Bestrebungen, den Problemen des Turbinenbaues auf rein rechnerischem Wege näher zu kommen, erscheint dieser von *Pfarr* eingeschlagene Weg als der erprobtere und sicherere. Dementsprechend sind Formeln soviel als möglich vermieden, ebenso fehlen Rechnungsschemata, dagegen wird an Beispielen gezeigt, wie das Rechnen durch Zeichnen unterstützt schrittweise zu praktischen und zweckentsprechenden Konstruktionen und Lösungen führt.

Auf den Inhalt des Buches selbst genauer einzugehen, verbietet sich bei dessen Umfang. Es genügt festzustellen, daß es alles über den Turbinenbau Wissenswerte behandelt mit Ausnahme der Kanal- und Wehranlagen. Der allgemeine Inhalt des Werkes ist folgender.

In der Einleitung werden zunächst die Begriffe Arbeitsvermögen, Austrittsverlust, Nutzeffekt und hydraulischer Nutzeffekt, dann in den ersten Abschnitten die wissenschaftlichen Grundlagen über Wasserbewegung und Kraftabgabe in den Turbinen erörtert. Besonders hervorgehoben sei die eingehende Behandlung des Saugrohres. An diese schließen sich ausführliche Berechnungen der äußeren und achsialen Reaktionsturbinen, wobei auf alle Einzelheiten eingegangen wird. Ebenso ausführlich sind die Regulierungen dieser Turbinen behandelt, insbesondere die von *Fink*. Die folgenden Abschnitte sind den Wellenbelastungen der Reaktionsturbinen und den Stütz-, Trag- und Führungslagern der Turbinenwellen gewidmet und enthalten sehr viel Neues und Interessantes. Die offenen Turbinen und die Zuleitung des Wassers durch Röhren, die geschlossenen Turbinen mit stehender und liegender Welle, die Strahlturbinen erfahren eingehende Würdigung, ebenso die selbsttätigen Reguliereinrichtungen und die Geschwindigkeitsregulierung der Turbinen. Die beiden letzten Abschnitte enthalten die Berechnung der hydraulischen Regulatoren und deren Steuerungen.

Daß die Zeichnungen insbesondere auf den Tafeln außerordentlich sorgfältig und schön hergestellt sind, braucht bei dem Verlag von *Jul. Springer* wohl kaum erwähnt zu werden.

Kein Ingenieur, der sich mit Wasserturbinen beschäftigt, kann das Werk von *Pfarr* ohne eigenen Schaden entbehren.

E. Kotzur, Bremen.

Lexikon des Schornsteinbaues und der Reparaturen. Ein Hand- und Nachschlagebuch für Bau- und Prüfungsbehörden, Unternehmer, Ingenieure, Architekten, Techniker, Kaminbauer, Bauschulen, Fabrikbesitzer, mit 221 Kostenanschlägen, Kaminsteinberechnungen, Preisangaben, Tabellen, Regeln, Notizen, Vorschriften, Abb. usw. Bearbeitet von *Franz Rauls*, Ingenieur für Feuerungsanlagen und Schornsteinbau in Köln a. Rh. Köln 1906. Ludwig Büschl.

Der Verfasser stellt in Form eines Lexikons auf 133 Seiten seine Erfahrungen auf dem Gebiete des Schornsteinbaues zusammen.

Es werden die Lichtweiten und Höhen der Schornsteine, die äußeren Kräfte, die Baustoffe, die statische Berechnung, die Bauausführung und bauliche Anordnung und die Wiederherstellung rissiger Anlagen in kurzer und verständlicher Weise behandelt.

Die Aufnahme der einschlägigen amtlichen Vorschriften, die Zusammenstellung der Abmessungen, Massen und Kosten von 221 Schornsteinen von 20—60 m Höhe und die Berechnung zahlreicher Tabellen sind sehr wertvoll.

Vielfach ist auf ein größeres, demnächst erscheinendes Werk des Verfassers verwiesen und dafür der ein oder andere Gegenstand entsprechend kurz behandelt. Aus diesem Grunde ist wohl auch die vollständige Durchrechnung eines Musterbeispiels unterlassen.

Als kurzer und praktischer Ratgeber sei das Buch bestens empfohlen. Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Bibliothek der gesamten Technik. 49. Band. Die Schule des Werkzeugmachers und das Härten des Stahles. Von *Fritz Schön*, Ingenieur. Zweite umgearbeitete und erweiterte Auflage. Mit 28 Abb. Hannover 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 1,90, geb. M. 2,30.

Bibliothek der gesamten Technik. 51. Band. Der Lehrling im eisen- und metalltechnischen Praktikum. Methodisches Lehrbuch für die Werkstattausbildung. Von *Gg. Th. Stier sen.* Mit 115 Abb. Hannover 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 2,80, geb. M. 3,20.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 34. Berlin, 24. August 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Das Bohren und Nieten von Eisenkonstruktionen mit elektrischen Pendelbohrmaschinen und elektrischen Nietmaschinen.

Von **W. Schrader**, Oberingenieur.

(Schluß von S. 516 d. Bd.)

Eine wertvolle Ergänzung der elektrischen Pendelbohrmaschine bietet die *elektrische Nietmaschine*.

Wie schon oben gezeigt, wird durch das Zusammenarbeiten beider Maschinen eine billige, schnelle und gute Arbeit liefernde Arbeitsweise geschaffen. Nachdem die Eisenkonstruktion gebohrt ist, tritt die Nietmaschine in Wirksamkeit, die ebenso wie die Bohrmaschine pendelnd aufgehängt ist und an derselben Hängekonstruktion an der Eisenkonstruktion zur Verrichtung der Nietarbeit entlang geführt wird. Da die Nietarbeit sehr schnell von statten geht, so wird sie meist unmittelbar nach dem Bohren ausgeführt, so daß die Eisenkonstruktion in kurzer Zeit nach dem Bohren vollständig fertig genietet ist.

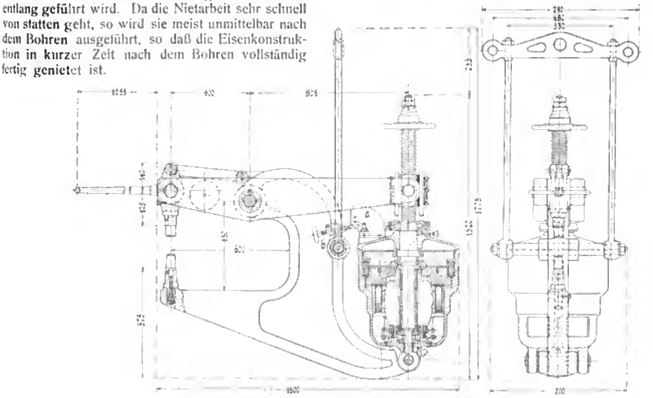


Fig. 6.

Die hydraulischen und pneumatischen Nietmaschinen, welche häufig zum Ersatz der Handnietung herangezogen werden, zeigen im Betriebe zahlreiche Mängel, welche die Anwendung dieser Maschinen wesentlich beschränken und verteuern. In erster Linie ist es die Zuführung der Energie, des Druckwassers oder der Druckluft, die schon große Schwierigkeiten bereitet; hierzu sind kräftige und schwerfällige Druckleitungen erforderlich, welche stets Undichtigkeiten aufweisen und dadurch auch während der Arbeitspausen Energieverluste bedingen, welche oft die für die eigentliche Nietarbeit erforderliche Energiemenge überschreiten. Dazu kommt, daß für solche Zwecke stets eine *besondere Kraftanlage*, eine Druckwasser- oder Druckluftanlage geschaffen werden muß, wodurch Anlagekosten und Betriebskosten erheblich erhöht werden. Außerdem sind die mit diesen Kraftmaschinen betriebenen Nietmaschinen sehr verwickelt und setzen daher eine gute, sachgemäße Wartung und Bedienung voraus. Diese Mängel sind oft so schwerwiegender Natur, daß man ihretwegen von der Einführung der Kraftnietungen an Stelle der Handnietung Abstand nimmt.

Aus diesem Grunde sind sowohl Bohrmaschine als auch Nietmaschine für *elektrischen Antrieb* konstruiert. Die Kraftzuführung geschieht bei diesen beiden Maschinen durch ein einfaches Kabel, das an die auf der Arbeitsstelle vorhandene Licht- oder Kraftleitung angeschlossen wird. Diese einfache und billige Energiezuführung gestattet es auch, die Nietmaschine auf Montagen, wo stets elektrische

Energie schon vorhanden ist, oder doch leicht beschafft werden kann, mit Erfolg anzuwenden.

Die in Fig. 2 u. 6 dargestellte Nietmaschine besteht aus einem kräftigen Stahlbügel, der auf der Rückseite einen Motor in gekapseltem Gehäuse trägt, welcher zum Nieten mit einer Schraubenspindel gekuppelt wird. Die Mutter drückt mittels eines Balanciers die Nietdöpper zusammen und bewirkt somit die Nietung. Die Hauptabmessungen der Maschine sind folgende:

Ganze Länge	etwa	1600	mm
Ganze Höhe	„	1500	„
Ganze Breite	„	700	„
Maulweite	„	250	„
Ausladung	„	600	„
Gewicht	„	1100	kg

Die *Arbeitsweise* der Maschine ist eine sehr einfache. Zunächst wird der Motor mittels eines Anlaßwiderstandes angelassen. Nachdem er seine volle Tourenzahl erreicht hat, ist die Maschine zum Nieten bereit. Durch Druck auf einen Knopf wird der Motoranker mittels elektromagnetischer Kupplung mit der Spindel gekuppelt und durch Aufwärtsbewegen der Mutter wird der zweiarmige Balancier betätigt, an dessen kürzerem Hebelarm die auswechselbaren Döpper für die Nietkopfbildung sitzen. Das Ausschalten des durch den Druckknopf geschlossenen Stromkreises geschieht selbsttätig durch den Ausschalter *a* (Fig. 6). Hierzu wird die Spindel *b* der Nietstärke entsprechend vorher so eingestellt, daß der Daumen *c* des Ausschalters nach vollzogener Nietung gegen das Ende von *b* stößt, wodurch die Ausschaltwelle gedreht wird. Auf dieser Welle sitzen, wie aus Fig. 7 u. 8 hervorgeht, zwei Kontakthebel *d*, die isolierte, durch die Litze *h* miteinander verbundene Kontakte tragen. Unter Einwirkung der Federn *e* werden die Kontakthebel *d* gegen die Kontakte *f* und *g* gedrückt. Der Schalter stellt also in der Grundstellung der Maschine eine Verbindung zwischen den Kontakten *f*

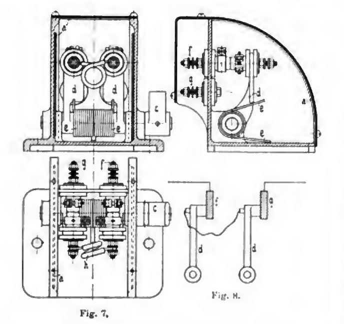


Fig. 7. Fig. 8.

und *g* her, die bei Bewegung der Maschine der Einstellung der Schraube *b* entsprechend, früher oder später unterbrochen wird. Nach vollzogener Nietung läuft die Mutter selbsttätig zurück und wird in ihrer Endstellung sicher begrenzt. Zur Bedienung der Maschine ist nur *ein Mann* erforderlich; derselbe kann ganz allein die Maschine an der Hängekonstruktion hin und her bewegen und von Niet zu Niet führen, die warmen Nieten einstecken und durch Druck auf den Kopf die Nietung bewirken. Diese Arbeit ist äußerst einfach und bequem und strengt nicht an. *Ein großer Vorteil ist es, daß man die Niete von oben einstecken kann, so daß sie nicht besonders gehalten zu werden brauchen.*



Fig. 9.

Die Nietung geht außerordentlich schnell, in weniger als einer Sekunde vor sich, so daß die Maschine eine sehr große Leistungsfähigkeit hat, die ihre Grenzen nur in dem Warmmachen und Einstecken der Niete findet.

Der *Kraftbedarf* der Maschine ist sehr gering. Die Maschine ist ausgerüstet mit einem Motor von etwa 2 PS. in der Zeit zwischen den Nietungen braucht sie nur Leerlaufstrom für den Motor, der sehr gering ist, weil der Motor auf Kugeln gelagert ist. Treten längere Arbeitspausen ein, so hört durch Ausschalten der Maschine der Kraftbedarf überhaupt vollständig auf. Darin liegt ein großer Vorteil gegenüber Druckwasser- und Drucklufteinrichtungen, deren besondere Kraftstation stets unabhängig von dem jeweiligen Kraftbedarf weiter arbeiten muß, um wegen der zahlreichen Undichtigkeiten den Druck zu halten. Im Vergleich zu Nietmaschinen dieser Art sind daher bei der elektrischen Nietmaschine die Betriebskosten sehr gering, um so mehr, als, wie schon oben gesagt ist, eine besondere Kraftstation nicht vorhanden zu sein braucht, sondern die Maschine einfach an vorhandene Licht- oder Kraftleitung mit elektrischer Energie angeschlossen werden kann.

Die Hauptvorteile der elektrischen Nietmaschine sind noch einmal kurz zusammengefaßt folgende:

1. Bequeme und sichere Kraftzuführung durch ein einfaches Kabel im Anschluß an vorhandene Leitungen.
2. Geringer Kraftbedarf, billige Betriebskosten.
3. Ruhiger, *geräuschloser Gang*.
4. Einfache, übersichtliche, gekapselte und regendichte Konstruktion, daher große Betriebssicherheit.
5. Bequeme, nicht anstrengende Bedienung durch nur

einen Mann, daher erhebliche Ersparnis an Arbeitskräften.

6. Schnelles Arbeiten, daher große Leistungsfähigkeit.
7. Pendelnde Aufhängung, daher leicht beweglich; erhebliche Ersparnis an Transportkosten.

Sehr wichtig für die vollkommene Ausnutzung der Pendelbohrmaschine und der Nietmaschine ist *die Art der Aufhängung*. Sie muß so eingerichtet sein, daß leichtes

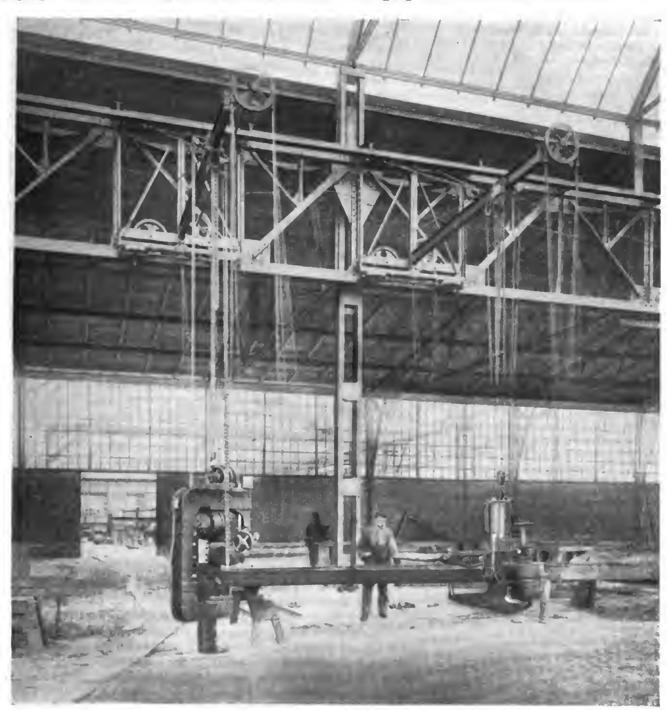


Fig. 10.

Verschieben der Maschinen nach allen Richtungen möglich ist, sowie daß die Maschinen leicht gehoben und gesenkt werden können. Wie dies erreicht wird, möge an einigen ausgeführten Anlagen gezeigt sein.

In Fig. 1 ist eine Anlage dargestellt, welche auf einem Fabrikhofe eingerichtet ist, welcher auf der einen Seite von einer Mauer begrenzt wird.

Ueber die Breite der Zulage erstrecken sich zwei Träger, welche auf der einen Seite eingemauert sind, während sie auf der anderen Seite auf Säulen ruhen. An dem unteren Flansch dieser Träger laufen an Laufkatzen mit mechanischem Antrieb die Querträger; diese Träger sind demnach parallel an den erstgenannten Trägern verschiebbar. Auf den Querträgern laufen Laufkatzen mit eingebautem Flaschenzug, welche die Bohrmaschinen und Nietmaschinen tragen. Es ist aus der Abbildung ersichtlich, wie die Maschinen leicht an jeden Ort der Zulage gebracht und auf jede beliebige Höhenlage eingestellt werden können. Außerdem zeigt das Bild, wie gleichzeitig mit mehreren Maschinen gebohrt und somit eine schnelle Erledigung der Arbeit erzielt werden kann.

Fig. 9 stellt eine Anlage dar, welche bei einer Zulage eingerichtet wurde, die vollständig im Freien liegt. Auf Säulen ruhen Träger an denen mittels Laufkatzen senkrecht zu ihnen Träger längs beweglich sind. Die letzteren tragen wiederum an Laufkatzen mit Flaschenzug die Bohrmaschinen oder Nietmaschinen. Die Maschinen sind daher leicht über den ganzen Platz beweglich und können an jede Stelle der Eisenkonstruktionen gebracht werden. Die erstgenannten Träger ragen nach beiden Seiten symmetrisch über die Säulen vor, so daß auf jeder Seite der Säule je eine Eisenkonstruktion bearbeitet werden kann. Nachdem die Bohrmaschinen ihre Arbeit verrichtet haben, werden an

ihrer Stelle die Nietmaschinen in die Laufkatze eingehängt und das Nieten schließt sich sofort an das Bohren an.

Fig. 10 zeigt eine Anordnung, wie sie für Hallen, in denen Eisenkonstruktionen hergestellt werden, ausgeführt ist. An der Laufbahn des die ganze Halle bedienenden Laufkranes sind leichte Konsolkrane angeordnet, auf deren Ausleger eine Laufkatze mit eingebautem Flaschenzug beweglich ist. Diese Laufkatze trägt die Bohrmaschine oder die Nietmaschine. Die Rollen des Kranes sind in Kugellagern gelagert, so daß der Kran durch einen leichten Zug an den Haspelketten zu bewegen ist. Dadurch lassen sich die Maschinen leicht und schnell an die erforderliche Stelle der Eisenkonstruktion bringen.

Wie aus vorstehenden Ausführungen hervorgeht, bietet die Fabrikation von Eisenkonstruktionen mit Pendelbohrmaschine und Nietmaschine außerordentliche Vorteile, welche sich kurz wie folgt zusammenfassen lassen:

1. Die Eisenkonstruktion wird nur einmal ausgelegt und in diesem Zustande vollständig fertig gebohrt und genietet.
2. Die zu bohrenden Löcher werden nur in der obersten Eisenlage angerissen und auf einmal durch alle Lagen durchgebohrt.
3. Das wiederholte Anreißen der Löcher von einer Lage zur anderen und das wiederholte Auseinandernehmen und Wiederzusammenlegen der Lagen, sowie der Transport der einzelnen Eisen zu den Bohrmaschinen fällt fort.
4. Die gebohrten Löcher liegen in allen Eisenlagen genau übereinander; nachträgliches Nacharbeiten durch Aufreiben oder Aufdornen fällt daher fort.
5. Im Anschluß an das Bohren erfolgt das Nieten mit der elektrischen Nietmaschine; diese gewährleistet bequeme, nicht anstrengende Bedienung durch nur einen Mann, daher erhebliche Ersparnis an Arbeitskräften.
6. Mit den Vorteilen 1—5 sind ganz erhebliche Ersparnisse an Arbeitszeit verbunden. Die Eisenkonstruktionen lassen sich dadurch schneller herstellen und werden billiger.
7. Durch gleichzeitige Anwendung mehrerer Maschinen kann die Arbeit noch mehr beschleunigt werden, so daß die Leistungsfähigkeit der Anlage gegenüber den bisherigen Arbeitsweisen ganz erheblich gesteigert wird.
8. Bohrmaschine und Nietmaschine werden elektrisch angetrieben und erfordern als Kraftzuleitung nur ein einfaches Kabel; beide Maschinen können an eine vorhandene Stromleitung angeschlossen werden; besondere Kraftstation ist daher nicht erforderlich; infolgedessen billige Anlagekosten und einfacher Betrieb.
9. Bohrmaschine und Nietmaschine sind pendelnd aufgehängt und können an ein und derselben Hängekonstruktion von dem Arbeiter, welcher sie bedient, leicht bewegt werden, daher Fortfall jeglicher Hilfskräfte.

Studien über die Bildung des Kötzers beim Selfaktor.

Von Dipl.-Ing. **Michael Früh**, Fürth i. B.

(Fortsetzung von S. 520 d. Bd.

V. *Der Quadrant.*

Durch die Kupplung des Wagens mit dem Quadranten durch Seil, Trommel und Zahnrad, bezw. durch die geradlinige Bewegung des Wagens und schwingende Bewegung des Quadrantenarmes (Fig. 16 S. 534) wird diejenige der Spindeln hervorgerufen.

Wie bereits aus dem Vorhergehendem ersichtlich ist, bleibt die gesamte Tourenzahl der Spindeln entsprechend einer Wageneinfahrt konstant von Beginn der Bildung des Mittelstückes an bis zur Beendigung des Schlußstückes; noch genauer kann gesagt werden, daß zwischen diesen genannten Grenzen, jeder Wagenstellung eine gleiche Tourenzahl der Spindeln entspricht, wenn man jeweils bei Beginn einer Wageneinfahrt die Zählung der Umdrehungen der Spindeln mit Null beginnt. Jede Schicht besitzt also dieselbe Anzahl von Fadenringen; die Entfernungen derselben voneinander innerhalb jeder einzelnen Schicht bleiben konstant, wachsen jedoch mit der Zunahme der Schichtenhöhen und umgekehrt.

Gegeben ist wiederum der Kegelstumpf als Oberfläche der Kötzerschichten. Für die Wirkungsweise des Quadranten ist nur der mittlere Durchmesser derselben von Bedeutung, während die verschiedenen Schichtenhöhen keinen Einfluß auf den Quadranten ausüben. Daraus geht hervor, daß die Tourenzahl der Spindeln und die jeweils aufgewickelte Fadenlänge unabhängig sind von der Höhe, was auch aus der folgenden Gleichung ersichtlich ist:

$$x = \pi (R + r) y, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 17)$$

wobei

x = Fadenlänge;
y = zugehörige Tourenzahl;
R = Grundkreisradius;
r = Spitzenkreisradius.

Obige, sowie sämtliche bezüglich der Fadenlänge vorkommenden Gleichungen enthalten einen kleinen Fehler. Für die hier ausgeführten Untersuchungen denkt man sich die Spiralen, nach denen der Faden aufgewickelt wird, in einzelne Fadenringe zerlegt. Dies hat man sich nicht nur wegen der Einfachheit der Ausdrucksweise in Worten, sondern auch in Form von Gleichungen gestattet. Während einer Umdrehung der Spindel bildet der Faden eine Windung der Schraubenlinie (Fig. 2 S. 497); die Fadenlänge ist also Hypotenuse eines rechtwinkeligen Dreieckes ABC (Fig. 11 S. 519), während diese hier der Kathete BC gleichgesetzt wurde. Dies kann nun auch, ohne einen größeren Fehler zu begehen, gestattet werden, denn die Kathete AB, welche die Steigung der Spirale darstellt, ist den anderen Größen gegenüber sehr klein. Mathematisch betrachtet wurde noch eine weitere Vernachlässigung begangen. Von einem rechtwinkeligen Dreieck kann man nur dann sprechen, wenn die Schraubenlinie auf einem Zylindermantel, und nicht, wie hier, auf einen Kegelmantel aufgewickelt wird. Der dabei begangene Fehler wird dadurch zum Teil beseitigt, indem man entsprechend einer Schraubenlinie den zugehörigen Kegelstumpf in einen Zylinder mit mittlerem Durchmesser aus den beiden Begrenzungskreisen desselben verwandelt. Auf Grund dieser Betrachtung wurde auch Gleichung 17 aufgestellt.

Soll nun die Wirkungsweise des Quadranten von

Schicht zu Schicht konstant bleiben, so darf der Aufhängepunkt der Kette am Quadranten seine Entfernung vom Drehpunkt desselben (Fig. 16 S. 534) nicht verändern. Diese Entfernung nimmt stetig zu während der Bildung des Ansatzes und bleibt nach dessen Beendigung konstant.

Es wird wieder angenommen, daß der Wagen, somit auch die von demselben getragene Kettentrommel sich mit konstanter Geschwindigkeit geradlinig fortbewegen. Die Kettentrommel macht infolge des Abziehens der um ihren Umfang gewundenen Kette, eine rotierende Bewegung, welch letztere dann auf die Spindeln übertragen wird. Es muß nun die Tourenzahl der Spindel f. d. Wegeinheit des Wagens während der Bildung der absteigenden Spirale ab-, während derjenigen der aufsteigenden Spirale zunehmen, bezw. weist die sich stetig abwickelnde Kette zuerst ein verzögertes und dann ein beschleunigtes Wachsen auf, denn abgewickelte Kettenlänge und Tourenzahl der Spindeln sind einander direkt proportional. Ebenso bewegt sich der Aufwinder mit abnehmender, bezw. zunehmender Geschwindigkeit, entsprechend der Spindelbewegung. Es folgt also die Tourenzahl f. d. Wegeinheit bei konstant angenommener Wagengeschwindigkeit denselben Gesetzen, wie die Geschwindigkeit des Aufwinders, d. h. die Gleichungen, welche diese Gesetze ausdrücken, sind, in bezug auf die veränderlichen Größen, einander gleich, nur bleiben die vorkommenden konstanten Größen nicht dieselben; die Gleichungen haben also denselben Charakter. Es muß sich also mit Hilfe einer kurzen Ueberlegung die Gleichung für die Tourenzahl der Spindeln, mit Rücksicht auf die Konstanten, aus derjenigen für die Aufwindergeschwindigkeit ableiten lassen, wobei für die erstere die Tourenzahl, bezw. die abgewickelte Kette, für die letztere Gleichung der zurückgelegte Aufwinderweg durch die Ordinate und beidemal der Wagenweg, entsprechend der aufzuwickelnden Fadenlänge durch die Abszisse ausgedrückt werden.

Die Gleichung für die Kurve der Aufwindergeschwindigkeit ergibt sich aus Gleichung 3 S. 499, wenn man für $c = 1$ setzt; ferner werde der Einfachheit halber $h_1 = h$ bezeichnet. Es gilt dann für die aufsteigende Spirale:

$$y^2 - 2\,Hy + x\,\frac{h\,(2\,H - h)}{s_2} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad 18)$$

wobei

$x =$ Wagenweg, freigewordene Fadenlänge;
$y =$ Aufwinderweg.

Diese Gleichung soll nun in diejenige für die Spindelgeschwindigkeit umgeformt werden. Während also x dieselbe Bedeutung beibehält, muß man jetzt y als die Tourenzahl auffassen, die Gleichung also demgemäß umgestalten. Aufwinderweg und Tourenzahl sind einander direkt proportional, denn es entsprechen gleichen Weges des Aufwinders gleiche Tourenzahlen der Spindeln. Es muß also in obige Gleichung für y als Aufwinderweg ein Wert y' eingesetzt werden, welcher angibt, wieviel Fadenringe bezw. Touren diesem Weg entsprechen.

Es sei nun:

$t_1 =$ Tourenzahl, $s_1 =$ Fadenlänge } während der Bildung der absteigenden Spirale;

$t_2 =$ Tourenzahl, $s_2 =$ Fadenlänge } entsprechend der aufsteigenden Spirale.

Es ist dann:

$$y = y'\,\frac{h}{t_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 19)$$

in Gleichung 18.

$$y'^2 - y'\,2\,t_2\,\frac{H}{h} + x\,t_2^2\,\frac{2\,H - h}{s_2\,.\,h} = 0. \quad . \quad 20)$$

Dies stellt dann die Gleichung der Geschwindigkeitskurve der Spindeln vor bezüglich der aufsteigenden Spirale; analog ist es dann für die absteigende.

Der Beweis für die Richtigkeit dieser Gleichung wird am besten geliefert, wenn diese ohne Zuhilfenahme der Gleichung für Aufwindergeschwindigkeit aufgestellt wird, was nun der Zweck der folgenden Betrachtung sein soll. Siehe Fig. 4 S 498.

Es sei nun:

$r_k =$ beliebiger Radius des Kegels;
$x =$ Wagenweg, Fadenlänge;
$y =$ Tourenzahl, welche die Spindel gemacht hat von Beginn der absteigenden Spirale bis zu derem Ende.

Für den Beginn ist also $x = 0$, $y = 0$ und Ende $x = s_1$, $y = t_1$; ebenso soll dann für denjenigen der aufsteigenden Spirale, deren Gleichung ebenfalls abgeleitet werden soll; $x = 0$, $y = 0$, für deren Ende $x = s_2$, $y = t_2$;

a) absteigende Spirale.

$$x = \pi\,(r + r_k)\,y \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 21)$$

$$r_k = r\,\frac{H - h + h/t_1\,.\,y}{H - h} \quad \text{in } 21) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 22)$$

$$y^2 + y\,2\,t_1\,\frac{H - h}{h} - x\,\frac{t_1}{\pi\,r}\,\frac{H - h}{h} = 0 \quad 21)$$

b) aufsteigende Spirale.

$$x = \pi\,(R + r_k)\,y \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 23)$$

$$r_k = R\,\frac{H - h/t_2\,.\,y}{H} \quad \text{in } 23) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 24)$$

$$y^2 - y\,2\,t_2\,\frac{H}{h} + x\,\frac{t_2}{\pi\,R}\,\frac{H}{h} = 0. \quad . \quad . \quad . \quad 23')$$

Es muß nun bewiesen werden, daß Gleichung 20 und 23 identisch sind. Drückt man in Gleichung 20 s_2 wie folgt aus:

$$s_2 = \pi\,(R + r)\,t_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 25)$$

$$r = R\,\frac{H - h}{H} \quad \text{in } 25) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 26)$$

$$s_2 = \pi\,R\,t_2\,\frac{2\,H - h}{H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 25')$$

$$s_1 = \pi\,R\,t_1\,\frac{2\,H - h}{H}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 25a)$$

Setzt man diesen Wert für s_2 in Gleichung 20 ein, so ist der Beweis geliefert.

Für die folgende Betrachtung sollen die Gleichungen 21 und 23 folgendermaßen lauten:

$$y^2 + a\,y - b\,x = 0 \quad \text{absteig. Spirale} \quad . \quad . \quad 21a)$$

$$y^2 - c\,y + d\,x = 0 \quad \text{aufsteig.} \quad „ \quad . \quad . \quad 23a)$$

Beide Gleichungen stellen Parabeln dar, die beide durch den Koordinatenanfang gehen und deren Achsen parallel zur Abszissenachse verlaufen.

Die Koordinaten des Scheitels der Parabel 21a sind:

$$x_0 = -\frac{a^2}{4\,b};\; y_0 = -\frac{a}{2};$$

diejenigen der Parabel 23a.

$$x_0 = \frac{c^2}{4\,d};\; y_0 = \frac{c}{2};$$

Fig. 13 entspricht 21a, Fig. 14, 23a.

Für die Kötzerbildung kommen nur die Teile $1-2$ bezw. $3-4$ in Betracht. Die erste Parabel erscheint konkav, die zweite konvex, gesehen in Richtung der y-Achse. Dies

steht im Zusammenhang mit der Verzögerung und Beschleunigung, welche die Tourenzahl der Spindeln während einer Schicht, also während einer Wageneinfahrt durchmacht.

Es soll nun ein gemeinschaftliches Diagramm für die Spindelgeschwindigkeit gebildet werden; es muß also die

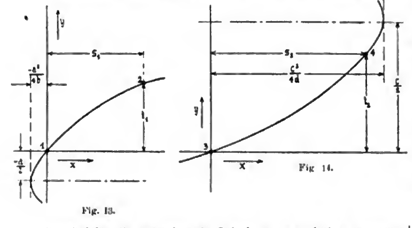


Fig. 13. Fig. 14.

Parabel für die aufsteigende Spirale so verschoben werden, daß Punkt *3* mit *2* zusammenfällt, doch muß ihre Symmetrielinie immer noch parallel zur Abszissenachse verlaufen. Die Gleichungen seien nun auf ein Koordinatensystem ξ, η bezogen, so daß für

$$x = \xi, \qquad y = \eta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 21)$$

$$x = \xi - s_1; \quad y = \eta - t_1 \quad . \quad . \quad . \quad 23)$$

ferner werde in Gleichung 21 r durch R ausgedrückt, siehe Gleichung 26, dann ist:

$$\eta^2 + \eta\, 2\, t_1 \frac{H-h}{h} - \xi \frac{t_1}{\pi R} \frac{H}{h} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 21')$$

$$\eta^2 - 2\,\eta \frac{t_1 h + t_2 H}{h} + \xi \frac{t_2 H}{\pi R h} + t_1 t_2 + t_1^2 = 0 \quad 23')$$

Die beiden Kurvenstücke stoßen also bei B (Fig. 15) zusammen; jedes einzelne bildet für sich eine stetige Kurve.

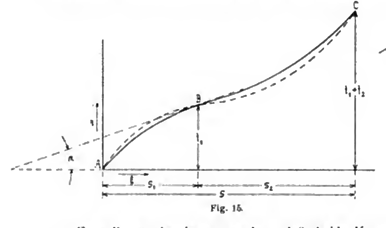


Fig. 15.

Es soll nun bewiesen werden, daß beide Kurvenstücke bei B stetig ineinander verlaufen, d. h. die Tangente an die Kurve AB im Punkte B soll gleichzeitig Tangente sein an die Kurve BC in demselben Punkt B. Der erste Differentialquotient

$$\frac{d\eta}{d\xi} = \eta' = \operatorname{tg} \alpha$$

stellt die trigonometrische Tangente des Winkels α dar, welchen die Tangente an die Kurve mit der positiven x Halbachse einschließt. Differentiert man beide Gleichungen und setzt jedesmal

$$\eta = t_1 \qquad \xi = s_1,$$

so ist:

$$\eta' \frac{2\, t_1 H}{h} = \frac{t_1 H}{\pi R h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 21'')$$

$$\eta' = \frac{1}{2\pi R} = \operatorname{tg} \alpha$$

$$\eta' \frac{2\, t_2 H}{h} = \frac{t_2 H}{\pi R h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 23'')$$

$$\eta' = \frac{1}{2\pi R} = \operatorname{tg} \alpha,$$

d. h. es findet ein stetiger Uebergang der beiden Kurvenstücke bei B statt; Punkt B stellt dann einen Wendepunkt vor.

Mit Hilfe der entwickelten Gleichung läßt sich nun für jede beliebige Wagenstellung die zugehörige Spindeltourenzahl berechnen, und es kann jetzt ein Quadrant konstruiert werden, der diesen Gleichungen Genüge leistet. Dieser müßte dann in bezug auf eine konstante Wagengeschwindigkeit eine veränderliche Winkelgeschwindigkeit haben, d. h. es würden gleichen Wagenwegen keine gleichen Drehungen des Quadrantenarmes entsprechen. Es hat sich in der Praxis jedoch gezeigt, daß ein Quadrant mit konstanter Winkelgeschwindigkeit ziemlich genau die Gesetze einhält, welche durch die vorhergehende Gleichung ausgedrückt worden sind.

In der folgenden Betrachtung soll nun gezeigt werden, wie weit es möglich ist, diese theoretischen Gesetze mit einem solchen Quadranten zu erfüllen.

A) *Quadrant mit konstanter Winkelgeschwindigkeit.*

Fig. 16 stellt nun den Quadrantenmechanismus in schematischer Form dar. DJ als Quadrantenarm macht während der Wageneinfahrt eine Drehung im Uhrzeigersinn um den festen Drehpunkt D. Punkt J ist der Aufhängepunkt der Quadrantenkette; er ist ein wandernder Punkt, und zwar entfernt er sich nach jeder Schicht während der Bildung des Ansatzes immer weiter vom Drehpunkt D, bis er schließlich nach Beendigung desselben seine Entfernung beibehält, wegen des konstant bleibenden mittleren Schichtendurchmessers; Punkt J in Fig. 16 entspreche derselben. Es sei:

A = Stellung der Quadrantentrommel bei Beginn der Einfahrt;
B = Stellung der Q.-T. beim Uebergang des Aufwinders von der ab- zur aufsteigenden Spirale;
C = Stellung der Q.-T. am Ende der Einfahrt.

Fig. 16.

Der Einfachheit halber wurde angenommen, daß der Drehpunkt D des Quadrantenarmes DJ sowohl, als auch die Endstellung des letzteren in die Richtung AC falle, während dessen Anfangsstellung einen $\measuredangle\, v$ mit AC bilde.

Die Winkelgeschwindigkeit des Quadranten sei gleich 1 cm sek.$^{-1}$, d. h. ein Punkt des Armes DJ mit der Entfernung 1 cm vom Drehpunkt D legt in 1 Sek. einen Bogen von der Länge 1 cm zurück. Der Arm DJ habe sich nun um einen $\measuredangle\, u$ aus seiner Anfangsstellung gedreht; so wird demnach diese Drehung in u-Sekunden ausgeführt. In derselben Zeit legt der Wagen, somit auch die von demselben mitgenommene Kettentrommel einen Weg $u \cdot c$ zurück, wenn c die konstante Wagengeschwindigkeit bedeutet. k stellt dann die frei hängende Kettenlänge dar, und es ergibt sich (Fig. 16) mit Hilfe des Kosinussatzes folgende Hauptgleichung:

$$k^2 = (e + uc)^2 + r^2 - 2r(e + uc)\cos(v - u). \quad 27)$$

Die abgewickelte Kettenlänge ist dann:

$$k - k_0 = y.$$

Obige transcendente Gleichung soll nun Gleichung 21 und 23 ersetzen. Wie sich später ergeben wird, stellt in Fig. 15 S. 534 die gestrichelte Kurve diejenige dar, welche Gleichung 27, während die zweite Kurve Gleichung 21 und 23 entspricht. Es müßte eigentlich zuerst die Kettenlänge in Tourenzahl umgerechnet werden; da jedoch der Quotient aus beiden, wie später noch gezeigt werden wird, konstant ist, ändert die Vertauschung beider Größen nichts an dem Charakter der Kurve; schließlich kann man sich ja den Maßstab der Zeichnung entsprechend gewählt denken.

Gleichung 27 enthält neben den beiden Veränderlichen k, u, die Konstanten e, r, v. Letztere darf man nun so wählen, daß die Gleichung 27 folgende drei Bedingungen erfüllt.

Die Kurve soll durch Punkt B (Fig. 15) gehen und dort einen Wendepunkt besitzen. Diese zwei Bedingungen lassen sich in zwei Gleichungen ausdrücken, indem man sagt, daß für

$$x = s_1 = u_1 c, \quad y = t_1 = k - k_1$$

die Hauptgleichung 27 erfüllt werden muß, und der zweite Differentialquotient k'' für dieses Wertepaar zu Null wird. Die dritte Bedingung ist die, daß die Kurve durch Punkt C gehen soll; es muß also Gleichung 27 erfüllt werden, für das Wertepaar

$$x = s_1 + s_2 = v \cdot c = s; \quad y = t_1 + t_2.$$

Man erhält also drei Gleichungen, aus denen sich dann die Werte e, r, v berechnen lassen. Der Wert von k_0, der durch diese Größen bestimmt ist, ergibt sich aus Gleichung 27 für

$$u = 0 \quad k = k_0.$$

Die Kurve geht dann durch Punkt A.

Auf Grund dieser Betrachtung entstehen nun folgende vier Gleichungen:

$$u = 0, \quad k = k_0 \text{ in } 27,$$

$$k_0^2 = e^2 + r^2 - 2re\cos v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 28)$$

$$uc = s_1, \quad k = k_0 + t_1 \cdot m \text{ in } 27),$$

wobei dann m diejenige Kettenlänge bedeutet, welche abgewickelt wird, während die Spindeln eine Umdrehung machen.

$$(t_1 m + k_0)^2 = (e + s_1)^2 + r^2 - 2r(e + s_1)\cos\left(v - \frac{s_1}{c}\right) \quad 29)$$

Für dieselben Werte u, k muß k'' zu Null werden.

$$kk' = (e + uc)c - rc\cos(v - u) - r(e + uc)\sin(v - u) \quad 31)$$

$$k'^2 + kk'' = c^2 - 2rc\sin(v - u) + r(e + uc)\cos(v - u) \quad 32)$$

Setzt man nun obige Werte für u, k in 32) ein, so erhalt man:

$$k'' = f(e, r, v) = 0, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 33)$$

$$u \cdot c = vc = s, \quad k = k_0 + m(t_1 + t_2) \text{ in } 27),$$

$$m(t_1 + t_2) + k_0 = e + s - r. \quad . \quad . \quad . \quad 34)$$

Aus diesen Gleichungen lassen sich nun die eindeutig bestimmten Größen e, r, v bestimmen und ihre Werte müssen dann in Gleichung 27 eingesetzt und der Quadrant entsprechend angeordnet werden. Es erfüllt dann die Gleichung 27 die gestellten Bedingungen.

Bis jetzt ist jedoch die sehr wichtige Bedingung noch nicht erfüllt, nämlich, daß die Kette während der ganzen Wageneinfahrt niemals schlaff werden darf, was ja zur Folge hätte, daß die Spindeln in Ruhe bleiben würden. Dieser Stillstand ist auch dann denkbar, wenn die Kette gerade noch gespannt ist, daß also weder eine Kettenabwicklung, noch ein Schlaffwerden derselben eintritt. Es mußte also k konstant bleiben, d. h. die Kurve würde in eine gerade Linie übergehen, welche Parallel zur Abszissenachse verläuft. Letzteres kann jedoch bei einem Quadranten mit konstanter Winkelgeschwindigkeit niemals der Fall sein.

Im Interesse einer guten Kreuzwindung wäre es ja erwünscht, daß die Spindeln sich solange in Ruhe befänden, als der Aufwinder Zeit braucht, um seine Umkehrbewegung von der ab- zur aufsteigenden Spirale zu machen. Hätte man z. B. einen Quadranten mit veränderlicher Winkelgeschwindigkeit, so daß eben an dieser Stelle keine Kette abgewickelt würde, so müßte noch berücksichtigt werden, daß während dieses Stillstandes der Spindeln, der Wagen selbst nicht in Ruhe ist, d. h. immer noch Faden frei wird; es würde also die Fadenreserve zunehmen. Man kann ja schließlich den Quadranten dann so konstruieren, daß dieser Ueberschuß an Faden während der Bildung der aufsteigenden Spirale wieder aufgewickelt wird. Mit diesem Vorteil des momentanen Stillstandes der Spindeln ist nun sofort der Nachteil verbunden, daß an dieser Stelle, infolge der größeren Fadenreserve, die Fadenspannung abnimmt; abgesehen davon, daß sich diese Zunahme nicht über den Wirkungskreis des Gegenwinders erstrecken dürfte. Gerade an dieser Wendestellung des Aufwinders ist eine Abnahme der Fadenspannung unangebracht.

Geht man nun zurück zu dem Quadranten mit konstanter Winkelgeschwindigkeit, so bedingt ein stetes Rotieren der Spindeln, daß die Ordinaten der Kurve, ausgedrückt durch Gleichung 27, stetig wachsen.

Bezeichnet α den Winkel, welchen die Tangente an einem beliebigem Punkt der Kurve mit der positiven Abszissenhalbachse einschließt, so muß sein:

$$\alpha > 0 \leqq \frac{\pi}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 35)$$

daraus folgt:

$$y' = \operatorname{tg}\alpha > 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 36)$$

Es muß also k' in Gleichung 31 für jedes Wertepaar u, k positiv werden. Ferner wird verlangt, daß die Kurve zuerst konkav und dann konvex verläuft, was bis jetzt noch nicht bewiesen wurde. Mathematisch ausgedrückt, müßte k'' bezüglich des konkaven Teiles negativ, des konvexen Teiles positiv werden. Es entstehen bei der Untersuchung nach dieser Eigenschaft transcendente Gleichungen, zu deren Diskussion und Lösungen unbedingt Probierverfahren nötig sind. Deshalb ist es vorzuziehen, die verschiedenen Kurven, die für verschiedene Werte von e, r, v entstehen, zu zeichnen, wie es z. B. in der Arbeit von *E. Stamm* (Fig. 16, Tafel 2) geschehen ist. Sämtliche dort gezeichneten Kurven, die praktischen Werten von e, r, v entsprechen, verlaufen zuerst konkav und dann konvex, gesehen in der Richtung der positiven Ordinatenhalbachse und die aufgestellte Bedingung sei hiermit als erfüllt zu betrachten.

Aus dem Charakter der Gleichung 27, 21, 23 ist sofort klar, daß die Kurven niemals identisch werden können, d. h. sie können in der Zeichnung (Fig. 15) niemals zusammenfallen. Die sich ergebenden und für die Praxis brauchbaren Werte gestalten nun die Kurve (Gleichung 27) so, daß der konkave Teil derselben oberhalb und der konvexe unterhalb der Normalkurve (Gleichung 21, 23) verläuft. Dies hat nun zur Folge, daß die Spindeln innerhalb der absteigenden Spirale mehr Umdrehungen machen, als der entsprechenden Fadenlieferung zukommen. Es wird dadurch die Fadenreserve kleiner, also die Fadenspannung größer, was nun ein festes Aufwinden der absteigenden Spirale bedingt. Solange also kein Fadenbruch eintritt, ist diese Erscheinung nur zu begrüßen, denn die

Kreuzwindung dient der aufsteigenden Spirale als Brücke; je weniger sich diese nun unter dem Druck ihrer Last durchbiegt, ein desto rascheres Abziehen ohne Fadenverwirrung wird ermöglicht.

Andererseits machen die Spindeln während der Bildung der aufsteigenden Spirale zu wenig Umdrehungen; die Fadenreserve wird wieder größer. Die vorhergehende Verkürzung derselben wird wieder ausgeglichen, und es kann schließlich eine absolute Vergrößerung der Reserve eintreten. Doch hat man in dem sog. Hartwinder ein Mittel in der Hand, welches dann für eine Vergrößerung der Tourenzahl der Spindeln sorgt.

Aus den früher aufgestellten Gleichungen lassen sich die Werte e, r, v berechnen, doch ist ohne weiteres nicht ersichtlich, daß die daraus berechneten Werte auch in der Praxis brauchbar sind, sei es, daß imaginäre Werte entstehen, also mathematisch genommen, brauchbare Werte oder auch positive, die eine praktische Verwertung ausschließen. Für die Berechnung von e, r, v bezw. für die Aufstellung der betreffenden Gleichungen wurden sämtliche andere Werte als bekannt vorausgesetzt, z. B. s_1; mittlerer Kegeldurchmesser. Man kann mit der Wahl dieser Größen soweit gehen, daß der Quadrant für die Praxis sehr günstige Resultate ergibt. Auf diese Weise hat die geniale Erfindung des Quadranten den Selfaktor zu einer sehr vollkommenen Selbst-Spinnmaschine gemacht.

Gleichung 36 wurde aufgestellt auf Grund der Bedingung, daß die Kette niemals schlaff werden darf. Mit der Zunahme von r, gleich der Entfernung des Aufhängepunktes J am Quadranten vom Drehpunkt D desselben, nähert man sich dem Grenzfall eines Wendepunktes mit wagerechter Tangente. Wird r nun noch größer, so tritt ein Schlaffwerden der Kette innerhalb der Wageneinfahrt ein. Dies äußert sich in der graphischen Darstellung der Kurve derart, daß dieselbe einen höchsten und schließlich auch einen tiefsten Punkt besitzt. Es darf also r ein ganz bestimmtes Höchstmaß nicht überschreiten. Dieses Maximum soll nun mathematisch festgelegt werden. Da hier nur der einzuschlagende Weg gezeigt werden soll, wird der Einfachheit halber angenommen, daß

$$v = \frac{\pi}{2}, \text{ in } 27) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 38)$$

Bei einer solchen Annahme kann natürlich von der Kurve nicht mehr gefordert werden, daß sie durch die drei Punkte A, B, C (Fig. 15), gehe. Hauptgleichung 27 geht dann über in

$$k^2 = (e + uc)^2 + r^2 - 2r(e + uc)\sin u \quad . \quad . \quad . \quad 39)$$

$$kk' = (e + uc)c - rc\sin u - r(e + uc)\cos u > 0 \quad . \quad 40)$$

Diese Bedingung muß für jede Stellung des Quadranten während der Wageneinfahrt erfüllt werden; also auch für den Beginn derselben, für

$$u = 0, \text{ in } 40)$$

$$e(c - r) > 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 41)$$

Daraus folgt die Bedingung, daß

$$r < c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 42)$$

Gleichung 41 wird auch befriedigt für den Wert

$$e = 0 \text{ in } 40).$$

$$uc - r\sin u - ru\cos u > 0 \quad . \quad . \quad . \quad 43)$$

$$r < \frac{uc}{u\cos u + \sin u}.$$

Für den Wert $u = 0$, für welchen Gleichung 43 auch erfüllt werden muß, tritt der Fall ein:

$$r \leqq \frac{0}{0} = \frac{\varphi(u)}{\psi(u)} = \frac{\varphi'(u)}{\psi'(u)} < \frac{c}{2\cos u - u\sin u}; \; u = 0;$$

$$r \leqq \frac{c}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 44)$$

(Schluß folgt.)

Die heutige Ziegelindustrie.

Von **Gustav Benfey**, Lauban.

(Fortsetzung von S. 523 d. Bd.)

Den wichtigsten Vorgang in der Herstellung der Ziegelware bildet das Brennen. Durch das Brennen wird die bisher in Wasser aufweichbare Masse in einen unauflösbaren Zustand überführt und der Ware gleichzeitig die Festigkeit verliehen, welche sie mechanischen und chemischen Einflüssen gegenüber zu ihrer künftigen Bestimmung geeignet macht.

Indem wir die Ware der Glut des Feuers aussetzen, vollziehen sich Veränderungen chemischer und physikalischer Natur. Die chemische Veränderung beruht in der Verflüchtigung des beim Trocknen noch verbliebenen Wassers, die physikalische in der Umwandlung des Tons zu einer festen Masse. Diese letztere Veränderung wird durch die im Ton in großen oder geringeren Mengen enthaltenen Flußmittel begünstigt, die sich bei hoher Temperatur verflüssigen und die schwerer schmelzbare tonige Grundmasse dichten. Je nach der Temperatur, der die Ware im Ofen ausgesetzt wird, oder nach den Flußmitteln, die im Tone enthalten sind oder nach der Magerung, erhält das gebrannte Produkt einen mehr glasigen, wasserundurchlässigen, oder erdigen, wassersaugenden Charakter, wie die Ware ihrer künftigen Bestimmung entsprechend sich verhalten muß.

Wir unterscheiden im Brennprozeß drei Abschnitte: das Schmauchen, das eigentliche Brennen und das Kühlen. Unter Schmauchen verstehen wir das langsame Anwärmen der eingesetzten Ware bis zu einer Temperatur von etwa 120° C, wobei die in dem Formling noch vorhandene Feuchtigkeit vollständig ausgetrieben und in Wasserdampf überführt ist. Dieses Schmauchen, das entweder direkt von den Ofenrosten aus bei reichlicher Luftzuführung oder indirekt vermittels Ueberführung von überschüssiger Wärme aus abkühlenden Oefen geschieht, muß langsam und gleichmäßig erfolgen. Langsam, weil beim zu raschen Austreiben des Wassers eine empfindliche Ware leicht Risse erhält, wenn die im Innern eingeschlossene Feuchtigkeit zu rasch nach außen strebt, — gleichmäßig, weil das Niederschlagen der Wasserdämpfe an noch nicht angewärmten Formlingen im Ofen, besonders für die feinere Ziegelware, sehr schädigende Farbenveränderungen der gebrannten Erzeugnisse hervorruft. Diese sog. Verschmauchungen entstehen dadurch, daß in den Wasserdämpfen flüchtige Salze, Säuredämpfe, usw. enthalten sind, die sich auf dem kalten Formling mit dem Wasserdampf niederschlagen und nach dem Wiederverschwinden des Wassers an der Oberfläche des Formlings

zurückbleiben und sich dort im weiteren Prozeß des Brennens so verkieseln, daß sie unentfernbar an der Ware haften bleiben.

Die Kontrolle, ob der Ofeneinsatz gründlich und in allen Teilen ausgeschmaucht ist, erfolgt durch Hineinlassen eines sogen. Schmauchthermometers, eines durch eine Messinghülse mit daran befestigter Kette geschützten bis 300° zeigenden Thermometers, der an verschiedenen Stellen durch die im Ofengewölbe befindlichen Oeffnungen bis etwa 1 m über der Sohle des Ofens hineingesenkt wird.

Ist der Ofen vollkommen ausgeschmaucht, so beginnt unter erhöhter Hitzeentwicklung das eigentliche Brennen. Durch die richtige Verteilung der Brennherde und des Abzuges, sowie dem entsprechenden Einsetzen der Ware muß dafür gesorgt werden, daß diese Hitzeentwicklung möglichst gleichmäßig in allen Teilen des Einsatzes wirkt da nur dadurch das Brennen richtig verlaufen kann. Die Hitzeentwicklung wird so lange fortgesetzt, bis der gesamte Einsatz jene Temperatur besitzt, die er haben muß, um, wie bereits erwähnt, die für seine künftige Bestimmung erforderliche mechanische und chemische Festigkeit zu erhalten. Die Kontrolle, ob diese Glut erreicht ist, geschieht auf verschiedene Weise. Der geübte Brenner vermag sie nach der Farbe der Glut zu erkennen, die allmählig je nach der Erhöhung der Temperatur von dunkel über hellroter nach weißer Glut übergeht. Diese Kontrolle ist indessen ungeübten Augen nicht anzuraten, da die Glut bei hellem oder trübem Wetter, bei Tag oder Nacht wesentlich anders erscheint. Genauere Kontrolle ergibt das Messen der Schwindung, welche der einzelne Formling und entsprechend der ganze Einsatz im Vollfeuer, d. h. bei der für ihn erforderlichen höchsten Temperatur, erfährt. Es geschieht dieses Messen durch das Einführen einer eisernen Stange durch eine im Gewölbe des Ofens angebrachte Oeffnung bis zu dem darunter befindlichen Höchstpunkte des Einsatzes. Die Entfernung zwischen diesem Aufsatzpunkt bis zur Oberkante des Ofens wird vorgemerkt und die bei wiederholten Messungen allmählig größer werdende Entfernung läßt die Schwindung des Einsatzes erkennen. Es ist auch verschiedentlich versucht worden, Pyrometer zur Feststellung der Temperaturen in den Brennöfen der Tonindustrie anzuwenden, doch haben sie sich hierbei nicht bewährt. Sie waren meist darauf hergestellt, daß das allmählige Wachsen eines starke Hitze vertragenden Körpers, wie z. B. Graphit, auf einer Skala übertragen wurde, von der man die Wärmezunahme resp. Verringerung ablesen konnte; doch litten diese Pyrometer meist an dem Uebelstande, daß der betr. Körper nach dem Abkühlen nicht in seine erste Abmessung zurückkehrte, so daß ein häufiges Richtigstellen des Apparates erforderlich war, welches nur von geübter Hand ausgeführt werden konnte.

Sehr gut bewährt haben sich dagegen die sogen. *Seger*-Kegel. Sie sind auch heute wohl bei allen Oefen der Tonindustrie eingeführt, wo eine genaue Kontrolle der zu gewinnenden Temperatur erforderlich ist. Diese etwa 6 cm hohen pyramidenförmige Körper sind von Professor *H. Seger* zuerst hergestellt, und zwar aus einer Reihe an Schwerschmelzbarkeit zunehmenden Silikaten (Fig. 41). Heute werden davon 64 verschiedene Nummern verwendet zum Messen der Wärme in Stufen von je 20° C zwischen 590° (beginnende Rotglut) und 2030° C (über Platinschmelzhitze). Erkannt wird die Temperatur an der Nummer des Kegels, der sich schmelzend neigt. Die Beobachtung dieses Vorgangs, zu welchem die Kegel möglichst in der Mitte des Einsatzes aufgestellt werden und Vorsorge getroffen wird, daß die Kegel von einem in der Ofenwandung angebrachten Schauloch gesehen werden können, kann von jedem Arbeiter erfolgen, so daß sie auch in dieser Hinsicht ein praktisches Hilfsmittel für die Industrie geworden sind.

Als einfachste Ofenanlage zum Brennen von gewöhnlichen Mauerziegeln ist der sogen. Feldofen noch recht verbreitet, meist auf den bereits früher besprochenen Handstrichziegeleien, die nur so lange bestehen, bis das in Abbau befindliche Feld ausgeziegelt ist. Im Gegensatz zu den anderen Oefen hat der Feldofen kein festes Mauerwerk, das den Einsatz umschließt, sondern der ganze Ofen wird aus ungebrannten Formlingen ausgeführt, höchstens daß die Sohle, die Decke und einzelne der Witterung besonders ausgesetzte Wandflächen mit schwachgebrannten Ziegeln gedeckt sind. Die Wärmeentwicklung geschieht zunächst in Feuerkanälen, die zwischen zwei gegenüberliegenden Wandungen wenige Schichten über der Sohle den Ofen durchziehen. Die Feuerkanäle bestehen von unten aus zunächst aus dem Aschenfall, der durch einen aus rohen Ziegeln gebildeten Rost abgedeckt ist, auf dem das Feuer angefacht wird. Die Feuerkanäle werden beim Setzen des Ofens mit Steinkohlen, unten große, oben kleinere Stücke, gefüllt, ebenso wird zwischen jede Ziegelschicht beim Aufbau des Ofens eine 10 bis 15 mm hohe Kohlengruslage gebreitet, die sich mit dem Aufsteigen der Glut von den Feuerkanälen aus entzündet und das Garbrennen der Formlinge befördert. Eine weitere Befeuerung als durch diese schon beim Setzen des Ofens eingebrachte Kohle findet nicht statt. Ein derartiger Ofen erhält gewöhnlich eine Höhe von 28 Ziegeln, hochkant aufgesetzt, eine Breite von 80—120 Ziegelköpfen, die Länge richtet sich nach den vorhandenen Ziegeln. Wenn nun auch ein derartiger Ofen den Vorzug hat, daß er ohne feststehendes Mauerwerk und deshalb ohne besondere Anlagekosten aufgebaut wird, so ist seine Brennwirkung doch so sehr von der Witterung abhängig, daß es selbst dem geschicktesten Brenner unmöglich ist, in ihm einen gleichmäßigen Brand zu erzielen und daß bei jedem Brande auf einen Ausschuß von mindestens 25 v. H. der Ware gerechnet werden muß.

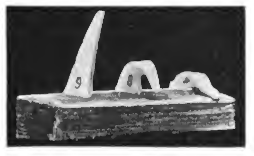


Fig. 41. Segerkegel.

Einen wesentlichen Fortschritt bedeutet schon der sog. „Deutsche Ofen“, dessen Umfassungsmauern, zuweilen auch die gewölbte Decke, massiv aufgemauert sind und so Schutz gegen die Witterungseinflüsse bieten. Hier wird auch die Kohle nicht zwischen die einzelnen Schichten gestreut, sondern man versucht von den Feuerherden aus durch entsprechenden Einsatz einen gleichmäßigen Brand zu erzielen. Aber auch in diesem, wie dem vorherbeschriebenen Ofen, ist der Luft, die von den Schüröffnungen aus den Einsatz durchzieht, kein Zwang auferlegt, so daß sie ihren naturgemäßen Weg, nach oben, nehmen kann. Bei den folgenden Oefen wird der erwärmten Luft durch den künstlichen Zug des Schornsteins ihr Weg so vorgeschrieben, daß die von ihr getragene Wärme besser ausgenutzt wird, im Interesse eines gleichmäßigeren Durchbrennens des Einsatzes. Der Entwicklung entsprechend käme hier der sog. „Casseler Flammofen“ in Betracht, der aus dem alten Töpferofen entstanden, heute noch viel zum Brennen dünnwandiger Ware, wie Dachziegel usw., ver-

wendet wird. Das Zusammenziehen des Grundrisses wie das Einziehen des Gewölbes nach dem Schornsteine zu gestattet gleichmäßiges Brennen, das noch befördert wird durch eine im Querschnitt des Ofens zwischen den Rosten und dem Einsatzraume angebrachte durchbrochene Wand, welche die dahinter gesetzten Formlinge auch vor der direkten Flammenwirkung schützen soll.

Bei letztbesprochener Ofenart wird also die erwärmte Luft gezwungen, den Einsatz wagerecht zu durchstreichen, im Gegensatz zu der folgenden Art, in welcher das Feuer gezwungen wird, von oben in den Einsatz einzutreten und an der Sohle abgeführt wird. Es sind dies die Oefen mit überschlagender Flamme. Sie sind aus der Erfahrung entstanden, daß diejenige Ware, welche zumeist und zunächst von der Hitze getroffen wird, auch am ehesten in den Zustand übergeht, den wir mit Sinterung bezeichnen, d. h. in dem die einzelnen Teilchen des Formlings erweichen und sich so innig vereinigen. In diesem Zustande kann die Ware aber keine große Belastung vertragen, ohne ihre Form zu ändern, sich zu verziehen, deshalb zieht man vor, jene Ware, die im Gegensatz zu dem andern Einsatz möglichst scharf gebrannt werden soll, wie z. B. die Pflasterklinker, in Oefen mit überschlagender Flamme zu brennen. In diesen Oefen, die meist einen quadratischen, auch wohl runden Grundriß haben, wird das Feuer durch eine Mauer, die zwischen Feuer- und Einsatzraum eingesetzt ist, aber nicht bis an die Ofendecke reicht (Fig. 42), gezwungen, bis an das Gewölbe des Ofens zu schlagen

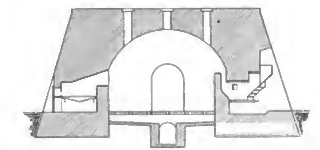


Fig. 42. Ofen mit überschlagener Flamme von Eckardt & Hotop.

und erst von dort in den Einsatz einzutreten, von wo er durch die Sohle abgezogen wird. Diese Oefen findet man einzeln, wohl auch zu zweien bis zu acht Oefen zusammengekuppelt, wodurch es möglich gemacht wird, die heiße Luft des kühlenden Ofens zum Vorwärmen des frisch eingesetzten Ofens zu verwenden und hierdurch eine erhebliche Ersparnis an Brennmaterial zu erzielen.

Wertvollere Ware, bei der es auf vollkommene Farbenreinheit ankommt, und die später zu behandelnden Glasuren werden, um sie von den Einflüssen der fast stets in den Flammen enthaltenen schädlichen Gase zu schützen, entweder eingekastelt, d. h. mit einer Schutzwand umgeben, oder in Muffelöfen gebrannt. Diese unterscheiden sich dadurch von den gewöhnlichen bis jetzt besprochenen Oefen, daß der ganze Einsatzraum von einer dünnen Wandung umgeben ist, um welche das Feuer sich bewegt, ohne direkt in den Einsatzraum eintreten zu können. Das Feuer erhitzt demnach direkt die Wandung und diese gibt ihre Hitze wieder an die eingesetzte Ware ab. Dadurch gebrauchen diese Oefen mehr Brennmaterial, der Einsatz brennt sich jedoch so farbenrein, ist auch stets so erheblich wertvoller, daß hierdurch die Mehrkosten leicht gedeckt werden.

Die bisher behandelten Oefen faßt man wohl auch unter dem Namen „periodische Oefen" zusammen, da jeder Brand eine in sich abgeschlossene Arbeitsperiode umfaßt, die, wie wir früher besprochen, aus Schmauchen, Brennen und Kühlen besteht. Bei ihnen wird das Brennen wesentlich dadurch verteuert, daß man zum Feuern kalte Speiseluft verwenden muß, während andererseits die erzeugte Hitze beim Kühlen der Ware nutzlos verloren geht. Diesen Erwägungen verdankt die Tonindustrie den Ringofen, der eine derartige Ausnutzung der Wärme, des Brennmaterials bedeutet, wie sie in solcher Vollkommenheit wohl in keiner anderen Industrie vorkommt. Wenn auch der im Jahre 1900 verstorbene Baurat *Friedr. Hoffmann* zu Berlin diesen Ofen nicht allein erdacht hat, so ist es doch sein unsterbliches Verdienst, ihn nach Ueberwindung unsäglicher Schwierigkeiten in der deutschen Tonindustrie, wie in jener der Welt eingebürgert zu haben, so daß wir ihn heute als wertvollstes Instrument der Ziegelerzeugung über die ganze Erde verbreitet finden. In seiner ursprünglichen Form besteht der Ringofen aus einem überwölbten, in sich zurückgehenden Brennkanal von kreisrunder Grundrißform, an dessen Außenseiten in bestimmten Abständen Türöffnungen zum Ein- und Aussetzen der Ware vorgesehen sind. An der inneren Wandung des Brennkanals befinden sich die Rauchabzüge, in gleicher Zahl, wie die Türen. Diese Abzüge führen in den sogenannten Rauchsammler. Sie können durch eiserne Glocken geschlossen werden, die mit ihren Rändern in die mit Sand gefüllten Einfassungsringe der nach dem Rauchsammler führenden Oeffnungen eingreifen. Der im Mittelpunkt des Ofens stehende Schornstein ist durch vier Oeffnungen mit dem Rauchsammler verbunden. In der Decke des ringförmigen Brennkanals befindet sich eine große Anzahl über die ganze Ringfläche gleichmäßig verteilter, mit eisernen Deckeln verschließbare kleine Oeffnungen, die Heizlöcher.

Um den Betrieb eines derartigen Ringofens verständlich zu machen, beginnen wir mit der Schilderung der ersten Inbetriebsetzung, wobei vorausgeschickt werden muß, daß jeder Ringofen aus mehreren Abteilungen von solcher Größe besteht, daß jede Abteilung die Erzeugung einer einheitlichen Betriebsperiode, meist eines Tages, an trockener Ware aufzunehmen vermag, während die Zahl der Abteilungen der Dauer der Betriebsperioden jeder Abteilung in Tagen entspricht. Nehmen wir an, daß eine bestimmte Warenmenge in einem Tage eingesetzt, in drei Tagen ausgeschmaucht und drei Tage vorgewärmt wird, dann zwei Tage in Vollfeuer, sechs im Abkühlen stehen müßte und nehmen wir dazu noch einen Tag für das Ausfahren, so würde das eine sechszehntägige Betriebsperiode bedeuten und dementsprechend einen Ringofen mit 16 Abteilungen erfordern. Jede Abteilung besitzt eine Tür als Beginn und einen Rauchabzug als ihren Schluß. Zwischen dem Rauchabzug und der ihm schräg gegenüberliegenden Tür der nächsten Abteilung wölbt sich über den Kanal der meist 25 cm breite Gurtbogen als Abschluß der Abteilung, bestimmt zur Anlehnung für den später zu beschreibenden Schieber, auch um die Hitze tragende Luft, die in dem durch die Schwindung des Einsatzes entstandenen freien Raum zwischen Einsatz und Decke ungenutzt dahinstreicht, zu zwingen, wieder in den Einsatz zurückzukehren.

Der Betrieb des Ringofens wird nun damit begonnen, daß in einer Abteilung quer durch den Brennkanal eine massive Wand, die sogen. Schildwand, aufgeführt wird, die soviel Schüröffnungen mit Aschenfall erhält, als der darüber liegende Deckenteil des Brennkanals die vorher geschilderten Heizlöcher enthält. Hinter den Schüröffnungen wird die Rostanlage gemacht und dicht dahinter mit dem Einsatz begonnen, hierbei wird unter jedem Heizloch ein sogen. Heizschacht aufgebaut, durch den die Kohle fällt, sich dabei auf Ziegeln, die in den Heizschächten einkragen, möglichst gleichmäßig verteilend. Die Heizschächte werden meist aus ungebrannten Formlingen bei jedem Brande neugesetzt und sind unter sich in der Längswie Querrichtung durch die sogen. Sohlkanäle, die ebenfalls stets neugesetzt werden, verbunden. Die Sohlkanäle

stehen wieder in jeder Abteilung mit der Abzugsöffnung in Verbindung. Zwischen den Heizschächten und auf den Sohlkanälen werden dann die Abteilungen vollgesetzt, und zwar die Ziegel so geschränkt, daß sie stets die schmalste Seite der Feuerrichtung entgegenstellen. Auf diese Weise werden zur Inbetriebsetzung zunächst drei Abteilungen gefüllt und dann wird hinter dem Rauchabzug der dritten Abteilung ein Schieber angebracht, der vollständig den Querschnitt gegen die nächste Abteilung abschließt. Diese Schieber bestanden ursprünglich aus Eisenblech, das bei Inbetriebsetzung der nächsten Kammer nach oben durch einen Schlitz im Gewölbe herausgezogen wurde. Heute werden die Schieber meist durch einfaches Verhängen des Querschnitts mit Papier hergestellt, welches mit fettem Lehm oder Dextrin an die Wandungen des Kanals geklebt wird. Soll die neue Abteilung in Betrieb genommen werden, so wird das Papier durch Zerreißen oder Verbrennen zerstört. Es werden ferner die folgenden Abteilungen in gleicher Weise besetzt, nur daß jede Abteilung von der folgenden jedesmal durch erwähnten Papierschieber geschieden wird. Ist in dieser Weise der größte Teil des Brennkanals mit trockenen Formlingen besetzt, so werden die Einkarrtüren an den Außenwänden mit einer doppelten sorgfältig abgeputzten Ziegelwand geschlossen und das Ventil zwischen der ersten Abteilung und dem Rauchsammler geöffnet. Dann wird auf den Rosten der Schildwand zunächst bei offenen Feuertüren ein leichtes Feuer entfacht und so lange unterhalten, bis der Einsatz dieser Abteilung ausgeschmaucht ist, worauf eine stärkere Wärmeentwicklung auf den Rosten eintritt, während das Ventil der Abteilung I geschlossen und das von Abteilung II geöffnet wird. Ist auch diese ausgeschmaucht, so wird ihr Abzug geschlossen und das Ventil von Abteilung III geöffnet. Inzwischen ist in Abteilung I die Hitze bei geschlossenen nur während des Schürens zu öffnenden Türen so gesteigert, daß die Formlinge in glühenden Zustand versetzt sind. Ist die Abteilung I in Glut gebracht, so beginnt man von oben durch die Heizlöcher Brennmaterial einzuführen und geht durch Abteilung II und III allmählich damit vor, während das Feuern in der Schildwand geringer wird und zuletzt ganz aufhört. Die Schildwand wird nun zunächst fest zugemauert, und man öffnet die nächsten Heizdeckel zur Einführung der erforderlichen Feuerluft. Gleichzeitig hat man mit dem Fortschreiten der Glut nach und nach die Papierschieber von 3 bis 4 Abteilungen vor dem Vollfeuer zerstört, damit die neuen Abteilungen durch die Rauchgase ausgeschmaucht und durch die entsprechend geöffneten Ventile abgesaugt werden können. Auf diese Weise wird nun weiter gearbeitet, so daß stets etwa zwei Abteilungen in direkter Befeuerung von oben stehen. Ist bei der geschilderten Inbetriebsetzung diese Befeuerung bis zur sechsten oder siebenten Abteilung vorgeschritten, so wird die Schildwand allmählich abgetragen und mit der Herausnahme der hinter ihr stehenden inzwischen abgekühlten Ziegel begonnen. Damit beginnt der regelmäßige Betrieb des Ringofens, der im allgemeinen so gehandhabt wird, daß sich ebensoviel Abteilungen mit gebrannter Ware hinter dem Feuer, wie mit ungebrannter Ware vor dem Feuer befinden, und daß das Abziehen der Rauchgase drei bis vier Abteile vor dem Feuer erfolgt.

Seit Einführung des Ringofens in die Tonindustrie ist nun eine große Anzahl Aenderungen und Verbesserungen an ihm vorgenommen, die teils zu seiner besseren Anpassung an einzelne Warengattungen, teils zu noch gründlicherer Ausnutzung der in ihm erzeugten Wärme dienen. Diese Aenderungen lassen sich im wesentlichen in vier Gruppen zusammenfassen, und zwar in solche, die sich auf das Schmauchen, auf die Befeuerung, auf den Abzug der Rauchgase und auf die Gestalt des Ringofens erstrecken. Bei den der ersten Gruppe angehörenden Verbesserungen des Schmauchens, d. h. des Vorwärmens der frisch eingesetzten Ware, wird die sonst verlorene Wärme der kühlenden Abteilungen durch besondere Kanäle in die neu besetzten Abteile geführt, ein Vorgang, wie ihn Fig. 43 verdeutlicht. Hier befindet sich die linke Ab-

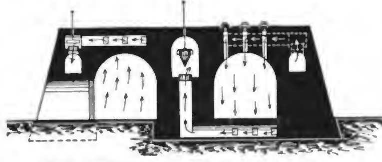


Fig. 43. Parallelringofen mit vollständigem Schmauchsystem (System Dannenberg).

teilung in Kühlung, die Wärme steigt durch Oeffnungen, die in den Heizlöchern seitlich angebracht sind, in einen Querkanal über dem Brennkanal, der sie in den eigentlichen Schmauchkanal (links oben) führt. Dieser Schmauchkanal geht parallel dem Brennkanal um den ganzen Ofen. Die erwähnte warme Luft durchzieht ihn bis zu dem geöffneten Ventil der auszuschmauchenden Kammer, wo die Wärme wieder von oben eintritt, durch den Einsatz nach unten zieht, wo sie die Abteilung durch im Boden angebrachte Oeffnungen verläßt, um durch Abzugskanal nach dem Rauchsammler abgeleitet zu werden. Statt der Zuführungskanäle über dem Brennkanal, die unter dem Einfluß der Hitze und der ihr folgenden Ausdehnung und Zusammenziehung leicht undicht werden, verwendet man

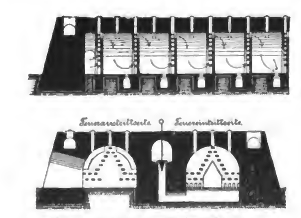


Fig. 44. Ringofen mit Hädrich Heizwänden.

sehr häufig auch Blechhauben, welche die Heizlöcher und die Eintrittsöffnungen des Schmauchkanals so überdecken, daß die Wärme aus dem Brennkanal in letzteren Kanal übertreten bezw. in die auszuschmauchende Kammer eintreten kann.

Statt der unter den Heizlöchern bei jedem Brande neu aufgeführten Heizschächte führt man an einzelnen Stellen feste Heizschächte aus feuerbeständigem Material aus, oder es werden feste Heizwände quer durch den Brennkanal gezogen. Unter diesen sind besonders diejenigen von *Hädrich* zu erwähnen, die dort viel eingeführt sind, wo man einen gleichmäßigen Feuerstrom durch den ganzen Querschnitt des Brennkanals erzielen und ferner die bessere Ware vor den schädigenden Einflüssen direkter Flammenwirkung schützen will. Die *Hädrich*schen Heizwände (Fig. 44) bestehen aus zwei $^1/_2$ Stein starken Wänden, zwischen denen treppenartig ein Rost aus feuerfesten Steinen eingebaut ist, zur Aufnahme des durch die darüber liegenden Heizlöcher eingeworfenen Brennmaterials. Die dem Feuer zunächst liegende Wand erhält eine türenartige Oeffnung,

durch die der Feuerstrom eintritt, sich zwischen den beiden Wänden ausbreitet und sie dort verläßt, wo ihn in der zweiten Wand angebrachte Oeffnungen zwingen, in möglichst gleichmäßiger Verteilung an der höchsten Stelle des Brennkanalquerschnitts auszutreten, hierbei möglichst wenig Einsatz unmittelbar berührend.

(Schluß folgt.)

Zeitschriftenschau.

Eisenbahnwesen.

Güterzugsbremse. Mit dem zunehmenden Güterverkehr der Eisenbahnen macht sich das Bedürfnis für eine raschere Beförderung der Güterzüge geltend, wobei es notwendig wird, auch für diese Züge eine durchgehende Bremse einzuführen, wie für Schnell- und Personenzüge. Hier ist jedoch die Lösung der Aufgabe eine viel schwierigere, weil Züge von großer Länge in Betracht kommen. Eine weitere Schwierigkeit besteht darin, bei Hauptbahnen mit durchgehendem internationalem Güterverkehr ein einheitliches Bremssystem zu finden.

Versuche mit durchgehenden Güterzugsbremsen verschiedener Systeme haben in mehreren Ländern bereits stattgefunden, deren Ergebnisse haben aber bis jetzt noch nicht befriedigt. In letzter Zeit hat die österreichische Staatsbahn mit automatischer Vakuum-Güterzugsbremse Versuche angestellt an einem Güterzug aus 70 Kohlenwagen mit 20 t Ladefähigkeit und fünf als Beobachtungswagen dienenden Personenwagen. Um die Verwendbarkeit der Bremse als gute Regulierbremse zum Abwärtsfahren langer und starker Steigungen nachzuweisen, hat diese Bahnverwaltung den gleichen Versuchszug am Arlberg auf der Strecke Langen—Bludenz mit etwa 30 ‰ Steigung zu Versuchsfahrten verwendet. Der Versuchszug bestand hier aus einer $^5/_5$ gekuppelten Lokomotive (Bauart *Gölsdorf*) und den erwähnten 70 Wagen. Von den 150 Achsen waren 58 beladen, 92 unbeladen. Das Zuggewicht mit Lokomotive und Tender betrug 1202 t, die Länge des Zuges 797 m. Bergauf mußte der Zug in vier Abteilungen gefahren werden.

An Meßgeräten führten mit sich die Lokomotive sowie die im Zug verteilten Beobachtungswagen je ein Telephon. Der Schlußwagen einen Geschwindigkeitsmesser, einen Bremswegmesser, drei Vakuummeter und einen Schreibapparat für die Aufzeichnung der Druckdiagramme. Die Versuche erstreckten sich auf Regulier-, Betriebs- und Schnellbremsungen bei verschiedener Geschwindigkeit. Die Bremse erwies sich dabei als gute Regulierbremse und auch als verlässige Schnellbremse. Bei dem 797 m langen Zug hob sich das Schnellbremsventil des letzten Wagens schon $2^7/_{32}$ Sekunden nach Betätigung der Bremse durch den Lokomotivführer, was der großen Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Bremswirkung von 364 m/sek. entspricht.

Diese Versuche mit der neuen Vakuumgüterzugbremse am Arlberg sind sicherlich sehr wertvoll für die Entwicklung dieser Bremsart. Es ist zu hoffen, daß sie die noch offene Frage ihrer allgemeinen Einführung mächtig fördern werden, wenn auch die Entscheidung darüber, ob Luftsauge- oder Luftdruckbremse, noch nicht getroffen werden kann. (Schweizer Bauzeitung 1907, Bd. 50, S. 25—26.) W.

Eisenbeton.

Betonmast. Die bis jetzt gebräuchlichen Masten aus armiertem Beton werden von Hand hergestellt, was einerseits die Massenfabrikation mit geringer Arbeiterzahl ausschließt, während andererseits die Handarbeit es beinahe unmöglich macht, das Material unter immer gleichbleibendem Druck auf einen Kern so aufzustampfen, wie dies etwa maschinell möglich wäre. Größere Festigkeit muß dann durch größeres Gewicht erreicht werden, was größere Erstellungskosten und andere Nachteile mitbringt.

Hans Siegwart hat eine Zementmastenkonstruktion angegeben, die fabrikationsmäßig erzeugt werden kann. Sein Mast ist ein Hohlmast mit Eiseneinlagen, dessen Wandstärke nach der Betriebsbelastung und Höhe zwischen 2,5 und 5 cm schwankt; er ist hauptsächlich als Leitungsmast für elektrische Straßenbahnen gedacht. Die Längsarmierung wird durch in gleichen Abständen angeordnete Rundstäbe gebildet, die durch eine fortlaufende Spirale faßartig zusammengehalten werden. Durch in gewissen Abständen angebrachte Querverbindungen wird erreicht, daß der gegenseitige Abstand der Längsstäbe dauernd beibehalten bleibt. Die Zementmasse wird in Form eines endlosen Bandes auf die Armierung aufgetragen. Hierdurch wird die maschinelle Herstellung ermöglicht und die Auftragung kann unter sehr hohem Druck erfolgen. Die Zementmasse wird durch einen gerüttelten Fülltrichter in das Auftragorgan gebracht, welches aus einer nach Art der *Gall*schen Kette gebildeten und bewegten Gliederrinne besteht, deren Boden durch das Arbeitsband gebildet wird. Letzteres ist endlos und läuft von der Rinne über den Mast nach einer Spannrolle und von dieser zurück auf die Rinne. Der von der Spannrolle ausgeübte Zug kann mittels Schraube, Hebelgestänge und Gegengewicht auf 1000 kg und mehr gesteigert und andauernd gleich erhalten werden. Der Gegendruck wird von einer einstellbaren Druckwalze aufgenommen, welche den Mast unterstützt. Der Antrieb erfolgt durch einen Elektromotor.

Ein konisches Eisenrohr, welches der Länge nach aufgeschlitzt ist und durch ein eingeschobenes Paßstück auf dem verlangten Durchmesser erhalten wird, bildet den Arbeitskern. Nach Beendigung des Arbeitsvorganges wird das Paßstück ausgelöst, worauf der Kern leicht entfernt werden kann.

Die Maschine zum Auftragen der Zementmasse ruht auf einem Wagen, der sich auf einem unterhalb des Kernes liegenden Gleise entsprechend der fortschreitenden Materialauftragung zwangläufig weiterbewegt. Das Materialband ist entsprechend der Spiralwicklung unter einem je nach dem Mastdurchmesser sich ändernden Winkel versetzt. Die ursprünglich rechteckige Querschnittsform des Materialbandes wird nach der Auftragung in eine meißelförmige umgewandelt, um einen innigen Anschluß der aufeinander folgenden Wicklungen zu erzielen. Gleichzeitig mit dem Materialband wird eine Drahtwicklung als äußere Armatur aufgebracht. Außerdem wird eine aus Faserstoff gewobene Hülle spiralförmig aufgewickelt, welche bis nach Beendigung des Erhärtungsprozesses auf dem Maste verbleibt, um den Zement zur Erzielung besserer Bindung lange feucht zu erhalten. Nach vollendetem Arbeitsprozeß wird der Mast mit dem Kern auf den Lagerplatz gebracht und hier der Kern herausgezogen.

Ueber einen Versuch, bei dem der Fuß des Mastes eingeklemmt und der Zug am Kopfe senkrecht zur Achse des Mastes ausgeübt wurde, werden folgende Angaben gemacht. Totale Mastlänge 7,25 m, Mastdurchm. an der Einspannstelle 430 mm, Durchm. am Mastkopfe 270 mm, freie Mastlänge bezw. Hebelarm des Zuges 6 m, Wandstärke 30 mm, Armatur 33 Flußeisenrundstäbe von 7 mm Durchm. (122 qmm), zulässiger Horizontalzug 236 kg. Der Bruch erfolgte bei 1300 kg durch Ueberwindung der Betonfestigkeit und Ausknickung der Armatur. Der Versuch ergab unter Zugrundelegung einer Betondruckspannung von 30 kg/qcm und einer Eisenzugspannung von 1200 kg/qcm eine etwa 5,5 fache Sicherheit. (Der Eisenkonstrukteur 1907, S. 128—131.) Kr

Festigkeitslehre.

Maß der Bruchgefahr. (*Girtler.*) Die Beantwortung der Frage, was als Maß der Beanspruchung technischer Konstruktionen zu gelten habe, ist nach dem heutigen Stande der technischen Wissenschaften ziemlich unbefriedigend. Dies hat nach *Girtler* seinen Hauptgrund darin, daß bei den für die Lösung dieses Problems angestellten Versuchen viel zu wenig auf die Uebereinstimmung der durch die Elastizitätstheorie gegebenen Voraussetzungen über die Konstitution der Materie mit den wirklichen Verhältnissen Rücksicht genommen wird. Der Verfasser weist auch ausdrücklich auf die Schwierigkeiten hin, einen theoretisch vorausgesetzten Belastungszustand tatsächlich herzustellen. Er behandelt folgende Aufgabe: ein elastisch isotroper Kreiszylinder werde zwischen zwei Druckplatten derart gepreßt, daß der Druck gleichmäßig übertragen und die auf die Basisflächen auftretende Reibung berücksichtigt wird. Diese Reibung ergibt sich im Laufe der Rechnung als Intregal der Schubspannungen über die Basen und erweist sich dem Druck *nicht* proportional. *Girtler* ermittelt hierauf die Flächen gleichen Potentials oder gleicher Deformationsarbeit und findet, daß dieselben gegen die Basen des Zylinders zu annähernd aus Kegelflächen, gegen die Mitte derselben aber beiläufig Zylinderflächen sind. Es wird auf den *Kick*schen Kegel verwiesen. Aus den bei Versuchen mit Glaszylindern aus optischem Jenenser Glas auftretenden Sprungfiguren wird geschlossen, daß als Maß der Beanspruchung das Potential der Spannungskräfte zu betrachten sei. Dieses Material wurde gewählt, weil es am ehesten bis nahe zum Bruche die Voraussetzungen der Elastizitätstheorie erfüllt. (Sitzungsberichte d. Kaiserl. Akademie d. Wissenschaften in Wien, math. naturw. Klasse, Bd. CXVI, Abt. IIa, März 1907.) *A. L.*

Lokomotivbau.

Amerikanische Lokomotiven. Die *Pennsylvania Railroad Company* stellt zurzeit Versuchsfahrten an mit neuen $^3/_6$ gekuppelten Schnellzugslokomotiven, die Züge fahren sollen, für die bis jetzt zwei Lokomotiven notwendig waren, oder die in zwei Abteilungen gefahren werden mußten, d. h. Wagenzüge, bestehend aus 8, meist aber 10—12 *Pulmann*-Wagen. Das Dienstgewicht einer solchen Lokomotive mit Wasser im Kessel ist 134 t, der vierachsige Tender mit 10 t Kohlen und 6,5 cbm Wasser wiegt 65 t. Die Triebräder haben 2035 mm Durchm. Die Dampfzylinder besitzen *Walschaert*-Steuerung mit Kolbenschiebern von 400 mm Durchm. Die Maximalzugkraft beträgt 15500 kg.

Folgende Tabelle gibt die Hauptabmessungen der ersten Lokomotive „John Bull" und dieser neuesten Schnellzugslokomotive der *Pennsylvania Railroad*.

		John Bull	Pacific Type
Jahr		1831	1907
Gewicht	t	10	134
Kesseldurchmesser	m	1,07	2,02
Gesamte Heizfläche	qm	23,1	402
Zylinderdurchmesser	mm	228	610
Hub	mm	500	600
Zylinderinhalt	l	36	372

Die Lokomotive „John Bull", welche sich jetzt im Nationalmuseum zu Washington befindet, wurde 1830 in England von *Stephenson & Comp.*, Newcastle, erbaut. Sie hatte vier gekuppelte Räder von 1370 mm Durchm. mit Holzspeichen und gußeisernen Radkränzen. Die Lokomotive wurde mit Holz geheizt. Da die damalige Eisenbahnlinie sehr starke Krümmungen besaß, so mußten an der Lokomotive die Kuppelstangen entfernt und die Führungsachse mit 40 mm seitlichem Spiel versehen werden. Die hölzernen Räder wurden durch gußeiserne ersetzt. Ein neuer Tender mit einem Sitz nach rückwärts, für den Zugführer, der auch die Bremse bediente, wurde gebaut und der Dampfkessel mit Holz umkleidet.

Die Lokomotive befand sich auch auf der Weltausstellung zu Chicago 1893. Von New York fuhr sie unter Dampf die 1450 km lange Strecke zur Ausstellung in fünf Tagen. Auf dem Ausstellungsgebiet beförderte sie dann etwa 50000 Reisende und fuhr nach Schluß der Ausstellung wieder unter Dampf von Chicago nach Washington zurück, wo die nun 62 Jahre alte Lokomotive entgiltig im Nationalmuseum aufgestellt ist. (Scientific American 1907, S. 528—530.) *W.*

Technische Chemie.

Anodische Störungen bei der Schmelzflußelektrolyse. (*Arndt* und *Willner.*) Elektrolysiert man in einem Porzellan- oder Schamottetiegel geschmolzenes Chlorstrontium oder Chlorbarium mit einer Kohlenanode, so schnellt nach kurzer Zeit der Badwiderstand so hoch, daß 30—60 Volt nötig werden, um nur einen mäßig starken Strom durch die Schmelze zu treiben, während vorher 6—10 Volt genügten, um mit 20—40 Ampere zu elektrolysieren. Beim Hochschnellen der Badspannung umkleidet sich die Kohle mit einem bläulichen Lichtkranz und die Chlorentwickelung setzt aus; die Schmelze gerät in heftige Bewegung und die Elektrolyse muß unterbrochen werden. Durch Bewegen der Anode gelang es oft, die abnorme Badspannung vorübergehend zu beseitigen; zugleich verschwand der Lichtkranz und die Chlorentwickelung begann wieder. Beim Chlorcalcium blieb diese Störung in der Regel aus. Diese merkwürdige Erscheinung ist schon z. B. bei der Aluminiumdarstellung beobachtet und durch eine isolierende Gasschicht erklärt worden, die sich zwischen Anode und Schmelze bildet.

Durch planmäßige Untersuchung aller der möglichen Ursachen ergab sich, daß kleine Mengen von *Kieselsäure* Schuld waren, die durch den Strom an der Kohlenanode abgeschieden wurden; hinter der dünnen Kieselsäurehaut bildet sich, wie hinter einer Mauer, die isolierende Gasschicht, welche der Strom in zahlreichen winzigen Lichtbögen durchsetzt.

Die Kieselsäure war durch die während der Elektrolyse alkalisch gewordene Schmelze aus der Tiegelwand aufgenommen worden. In kieselsäurefreien Gefäßen, z. B. in einem (von außen gekühlten) Eisentiegel, blieb die Störung aus.

Umgekehrt konnte die Störung in geschmolzenem Chlorcalcium willkürlich vorübergehend hervorgerufen werden, indem man Kieselsäure in die Schmelze eintrug.

Die oben erwähnte Tatsache, daß bei Barium und Strontium die Störung auftritt, dagegen bei Calciumchlorid in der Regel nicht, beruht darauf, daß in geschmolzenem Chlorcalcium sich erhebliche Mengen (etwa 4 v. H.) Kieselsäure lösen, während die beiden andern Schmelzen nur wenig und sehr langsam davon aufnehmen. So kann im zweiten Falle viel leichter eine Kieselsäurehaut bestehen bleiben. Dazu kommt noch, daß die stärkeren Alkalien Barium und Strontium den Tiegel weiten ergischer angreifen, also sich viel mehr mit Silikat verunreinigen.

Nach Beseitigung der Störung gelang es den Verfassern, Strontiummetall in kompakten Stücken an der Kathode abzuscheiden.

Unter Umständen kann auch Eisenoxyd ähnliche Störungen an der Anode verursachen. (Bericht d. Deutschen chem. Ges. 1907, S. 3025—3029.) *A.*

Eisen-Nickel-Akkumulatoren. (*F. Förster.*) Im Gegensatz zu *Zedner* (vergl. D. p. J., **321**, S. 189) nimmt *Förster* an, daß sich bei der Ladung an der Nickelanode des *Jungner-Edison*-Sammlers NiO_2 bildet, was schon *Edison* behauptet hat, und zwar nimmt *Förster* an, daß eine feste Lösung von NiO_2 in Ni_2O_3 entsteht. Bei der Entladung wird zunächst bei rasch fallender Spannung das NiO_2 reduziert, dann bleibt die Spannung lange Zeit konstant, entsprechend dem Potential von Ni_2O_3; dann fällt die Spannung plötzlich um 0,55 Volt und bleibt wieder einige

Zeit stehen, entsprechend einem zwischen Ni_2O_3 und NiO liegenden Oxyde.

Ueberläßt man eine geladene Nickelanode der Ruhe, so verliert sie in den ersten 24 Stunden etwa 10 v. H. ihrer Ladung: NiO_2 zersetzt sich freiwillig unter Sauerstoffentwickelung.

Durch langes Laden mit größerer Stromdichte kann man die Kapazität des Sammlers erheblich erhöhen, aber auf Kosten des Nutzeffektes. (Z. f. Elektrochemie 1907, S. 414 - 434.) *A.*

Bildung des Erdöls. (*G. Kraemer.*) *Kraemer* nimmt an, daß das Petroleum aus *Algen* entstanden ist, deren Reste sich in *Torfmooren* im Verlauf von vielen tausend Jahren angehäuft haben. Aus dem *Wachs*, das diese Algen enthalten, soll unter hohem Druck das Erdöl abgespalten und nach der Erdoberfläche gedrückt worden sein. *Kraemer* weist nach, daß die Erdöle des hannoverschen Petroleumgebietes einige Prozent wachsartiger Ester enthalten und daß auch das galizische Erdöl noch Wachs enthält.

Durch die Schichten, welche das Erdöl beim Aufstieg aus der Tiefe durchdringt, werden zähflüssige, asphaltartige Bestandteile zurückgehalten, so z. B. in *Montecchino*, wo dünnes wasserhelles Oel zu Tage tritt. (Chemikerzeitung 1907, S. 675 bis 677.) *A.*

Reduktion von Kadmiumoxyd durch Kohle. (*Doeltz und Graumann.*) 0,2 g Kadmiumoxyd wurden im Schiffchen mit 0,03 g Zuckerkohle überdeckt (in einigen Fällen gemengt). Bei 600° nahm das Gewicht des Kadmiumoxyds in einer halben Stunde um 0,1 v. H., bei 700° um 1 v. H. ab. Der Gewichtsverlust durch *Sublimation* liegt bei 700° noch an der Grenze der Versuchsfehler. (Metallurgie 1907, S. 419.) *A.*

Reduktion von Bleioxyd, Kupferoxyd, Zinndioxyd durch Kohle. (*Doeltz und Graumann.*) Die Reduktion von Bleioxyd begann etwa bei 540° (kleine Bleikügelchen waren mit der Lupe zu erkennen). Bis etwa 500° herab ließ sich die Reduktion von Kupferoxyd nachweisen. Dagegen wurde Zinnoxyd (Zinnstein) erst eben über 800° schwach reduziert. (Metallurgie 1907, S. 420.) *A.*

Kupferbessemerreaktionen. (*Doeltz und Graumann.*) Kupfersulfür und Kupferoxydul wurden gemengt und im Schiffchen erhitzt. Die nach der Gleichung $Cu_2S + 2\,Cu_2O = SO_2 + 6\,Cu$ entweichende schweflige Säure wurde durch Stickstoff verdrängt und titrimetrisch gemessen. Fig. 1 zeigt, wie die in

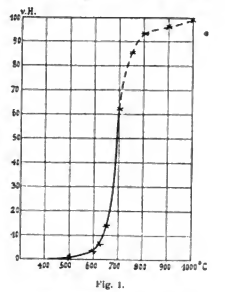


Fig. 1.

einer Stunde entwickelte Menge Schwefeldioxyd (in Hundertstel der gesamten möglichen Menge SO_2) mit der Temperatur ansteigt.

Mit Kupferoxyd und Kupfersulfür wurde eine ähnliche Kurve erhalten. (Metallurgie 1907, S. 421.) *A.*

Schmelzpunkt der Bleiglätte. (*Doeltz* und *Mostowitsch.*) Bleioxyd, das weniger als 1 v. H. Verunreinigungen (Kieselsäure und Eisen) enthielt, wurde in einem Platingefäß geschmolzen. Der Erstarrungspunkt wurde nach der Tiegelmethode mit dem *Le Chatelier*-Pyrometer, dessen Lötstelle nackt in die Schmelze tauchte, zu 906° gefunden. Etwa die gleiche Temperatur ergab sich auch bei optischer Temperaturmessung mit dem *Wanner*-pyrometer.

Gepulvertes Bleioxyd sintert schon bei 850° zu einem festen Klumpen, weil es bei dieser unterhalb seines Schmelzpunktes liegenden Temperatur stark sublimiert. Auch Zinkoxyd, Kadmiumoxyd und Bleisulfid sind unterhalb ihrer Schmelzpunkte flüchtig. (Metallurgie 1907, S. 289.) *A.*

Reduktion von Zinkoxyd durch Kohle. (*Doeltz* u. *Graumann.*) Erhitzt man ein Gemisch von Zinkoxyd und Zuckerkohle im *Heraeus*-Ofen, so verliert das Zinkoxyd erst bei 900° merklich an Gewicht. Leitet man über das Gemisch einen langsamen Stickstoffstrom, so läßt sich im austretenden Gase schon bei 800° Kohlensäure nachweisen. Bei 900° wurden i. d. Stunde etwa 7 v. H., bei 1000° gegen 20 v. H. des Zinkoxyds reduziert.

Als Kohlenoxyd über Zinkoxyd geleitet wurde, nahm schon bei 700° das Zinkoxyd in einer Stunde um 14 v. H. seines Gewichtes ab. (Metallurgie 1907, Heft 10, S. 290.) *A.*

Wasserkraftanlagen.

Wellenberuhigung ohne Hafendämme. (Prof. *Köppen.*) Als besonders wirksames Mittel zur Wellenberuhigung wird die Anwendung von Seifenwasser empfohlen, das wegen seiner geringeren Oberflächenspannung (2,5 gegen 3,3 bei Rüböl) sowie wegen seiner verschwindend geringen Grenzspannung gegen Wasser zu diesem Zweck besonders geeignet ist. Als Ursache der glättenden Wirkung wird Verringerung der Oberflächenspannung angegeben, die bei Wasser = 8 ist. Dadurch sollen die wellenbildenden Oberflächenteilchen des Wassers eine mehr gleichmäßige Rollbewegung annehmen und die Wellenkämme abgerundet und an der Brechung verhindert werden. Gleiche Wirkung haben schwimmende Wellenbrecher, die gewissermaßen als Molen mit schwimmendem Unterbau anzusehen sind. Diese sollen die regelmäßige Folge der Schwankungen, durch die eine Wellenbewegung entsteht, unterbrechen. Solche Wellenbrecher, in der Form von schwimmenden Netzen bereits 1860 empfohlen und 1893 in Frankreich ausgeführt, sollen besonders zum vorübergehenden Schutz von Hafenarbeiten, Lösch- und Ladearbeiten usw. dienen. Der Verfasser schlägt 20—30 m breite Schwimmkörper vor, von denen zwei Reihen vor der zu schützenden Küstenstrecke fest verankert werden sollen. Der äußere wird durch eine Reihe dreieckiger, mittels Drahtseil miteinander verbundener Flöße gebildet, der innere von eisernen Kästen getragen und mit ölgefüllten Ventiltonnen versehen. Die Kosten solcher schwimmenden Wellenbrecher sollen etwa $^1/_6$ von denen eines festen Dammes, wo ein solcher überhaupt ausführbar, betragen. (Zentralblatt der Bauverw. 1907, S. 333—335.) *S.*

Dücker der Entwässerungsanlagen von Kopenhagen. (*de Bruyn.*) Beim Umbau der Entwässerung von Kopenhagen handelte es sich darum, die bisher in den Hafen geleiteten Abwässer teilweise tief in den Sund hinein, teilweise nach der Insel Amager hinüberzuführen, die von Kopenhagen durch ein Hafenbecken getrennt ist. Zu diesem Zweck mußten die Abwässer durch zwei Dücker unter dem Hafen hindurch geleitet werden, der an dieser Stelle etwa 164 m Breite zwischen den Bollwerken hat. Der Dücker mußte so tief gelegt werden, daß eine spätere Vertiefung des Hafens auf 8,2 m möglich ist; er besteht aus zwei Röhren von 1,20 m und 0,75 m Weite. Die Dückerrohre wurden aus doppelwandigem Stahlrohr hergestellt, der Zwischenraum leer gepumpt und mit Zementmörtel ausgegossen. Die Rohre wurden auf einer Art Helling hergestellt und wie ein Schiff von Stapel gelassen; mit Hilfe einer großen Zahl leerer Petroleumtonnen, die auf der ganzen Rohrlänge verteilt waren und zweier die Rohrenden tragender Prahme wurden die Rohre an die Verlegungsstelle bugsiert.

Dort war eine Rinne durch Baggerung und Sprengung ausgetieft worden, in welche die Rohre versenkt wurden, indem man in den Zwischenraum der Wandungen Wasser einpumpte. Nach Verlegung des Dückers wurde die Rinne mit Sand gefüllt und die Rohre zum Schutz gegen schleifende Anker mit einer 30 cm starken Betonlage bedeckt. Durch Vorversuche wurde festgestellt, daß der zum Ausgießen des Hohlraumes zu verwendende Zementmörtel nicht unter 30 v. H. Wasser haben dürfte, um genügend flüssig zu bleiben, und daß außerdem für Entweichen der Luft gesorgt werden mußte, die sonst im oberen Scheitel des Ausgusses Blasen und poröse Stellen verursachte. Daher wurden alle 10 m Dückerlänge auf den Dücker 8 m weite Luftrohre aufgesetzt. Zum Mörtelgusse wurde Sandzement 1 : 1 benutzt, der durch Vermahlen von Sand und Zement in gleicher Mischung hergestellt wird. An dem einen etwas überhöhten Ende des Dückers wurde ein langer Mörtelbehälter erbaut, der die ganze zum Ausgießen erforderliche Mörtelmasse fassen konnte und durch vier von sieben Lokomobilen angetriebene Mischtrommeln von 5,3 m Durchm. mit Material versorgt wurde. Der Guß war in $1^1/_2$ Stunden vollendet, es wurden im Ganzen 1600 Sack Sandzement (136000 kg) gebraucht, die Wirkung der Luftrohre war vorzüglich, da aus ihnen die vorhandene Luft, außerdem Schlamm und Wasser hochgetrieben wurde. (Zentralblatt der Bauverw. 1907, S. 274 bis 276.) *S.*

Wasserkraft - Elektrizitätswerk der Spokane and Inland Empire Railway. (*Cole.*) Das seit August 1906 im Bau befindliche Kraftwerk nutzt ein Gefälle von etwa 18 m Höhe aus, das durch Abschluß des tief einschneidenden Tales des Spokane River gewonnen wird. An der Stelle, wo der Staudamm errichtet wird, ist das Tal nur etwa 75 m breit, und da durchschnittlich 170 cbm i. d. Sekunde verfügbar sind, so wird durch den Damm ein Wasserbecken von 7,2 km Länge aufgestaut. Die vorhandene Wassermenge reicht zur Erzeugung von insgesamt 15 000 KW aus, doch sollen im vorläufigen Ausbau nur zwei Maschinengruppen von je 3750 KW Leistung aufgestellt werden, die aus *Westinghouse*-Drehstromdynamos für 2300 Volt Spannung und 6000pferdigen wagerechten Turbinen der *Holyoke Machine Co.* in Holyoke, Mass. bestehen. Jede Dynamomaschine erhält ihren eigenen 3750 KW-Drehstromumformer, durch den die Spannung für die 14,5 km Fernleitung nach Spokane, Wash, auf 60 000 Volt erhöht wird. Der Strom wird u. a. auch zum Betrieb eines etwa 320 km langen Ueberland-Straßenbahnnetzes mit Normalspur im östlichen Teile des Staates Washington ausgenutzt. Nach dem gegenwärtigen Stande der Arbeiten ist die Inbetriebnahme etwa gegen Ende dieses Jahres zu erwarten. Am bemerkenswertesten ist der eingeschlagene Vorgang beim Bau des Staudammes. Da das etwa 38 m lange Maschinenhaus, wie üblich, an die Rückseite des Dammes angebaut wurde, stellte man zunächst die zu diesem gehörende Hälfte des Dammes her, die unter Wasser gegründet wurde. Als diese fertig war, leitete man die ganze Wassermasse durch Oeffnungen unter dem Kraftwerk hindurch, so daß man die andere Hälfte des Dammes bequem in abgedämmter Baugrube vollenden konnte. Diese Oeffnungen wurden nachträglich verschlossen. (The Engineering Record, 20. Juli 1907, S. 72—73.) *H.*

Wasserkraft-Elektrizitätswerk der Vaucouver Power Company. Bei dieser Anlage, die bereits seit dem Dezember 1903 Strom liefert und seit Mitte 1905 vollkommen fertig gestellt ist, handelt es sich um die Ausnutzung eines Sees von etwa 930 ha Fläche, der von den ihn umschließenden hohen Bergen das ganze Jahr hindurch gespeist wird und im Verlaufe von 13 Jahren nur an 15 Tagen eine Mindestwassermenge von 8,5 cbm i. d. Sekunde geliefert hat. Dieser See, Coquitlam Lake genannt, ist durch einen 33,9 m langen und 4,2 m hohen Staudamm aus Holzgerüst mit Steinfüllung abgeschlossen worden und sein Abfluß wird durch einen 3832 m langen viereckigen Tunnel, der eine 1200 m hohe Bergkette durchschneidet, mit einem kleineren, etwa 9,6 m tiefer liegenden See, dem Trout Lake, verbunden. Während der erste See als Staubecken dient, ist das zweite Becken für den Ausgleich plötzlicher Wasserforderungen bestimmt. Auch der zweite See ist durch eine Staumauer abgeschlossen, die 108,3 m lang und 16,2 m hoch ist und in welcher die Enden der Druckleitung gelagert sind. Insgesamt sind hier zehn eiserne Leitungen von 1374 und zwei von 610 mm Weite gelagert, die für sich durch Schieber verschließbar sind, um eine weitgehende Regelung der Wasserentnahme zu ermöglichen. Die genannten zehn weiten Rohre münden in die eigentliche Druckleitung des Kraftwerkes, die 540 m lang ist und im oberen Teil aus Holz, im unteren aus genieteten Stahlblechrohren von allmählich bis auf 1066 mm abnehmender Weite und 10,3 mm Wandstärke besteht. An die 610 mm weiten Rohre schließen sich vollständig aus Blech hergestellte Leitungen, die zum Speisen der Erregerturbinen bestimmt sind. In dem Kraftwerk, das bis auf 40 000 KW ausgebaut werden kann und dem ein nutzbares Gefälle von 120 m zur Verfügung steht, sind vorläufig drei *Westinghouse*-Drehstromerzeuger von je 2200 KW Leistung aufgestellt, die von je zwei *Pelton*-Wasserrädern angetrieben werden. Der mit 2300 Volt Spannung erzeugte Strom wird auf 23 000 Volt umgeformt und auf 25,6 km Entfernung nach Vancouver fortgeführt. (The Engineering Record 1907, S. 45—46.) *H.*

Werkzeugmaschinen.

Lufthammer. Bei einer vielfach verwendeten Bauart für Verbund-Lufthämmer läuft der Arbeitskolben in dem unteren der beiden übereinander angeordneten Zylinder, während der obere Zylinder einen Kolben von größerem Durchmesser enthält, welcher nur dazu dient, mit Hilfe der bei der Schlagarbeit expandierten Luft den Hammer wieder zu heben. Der zwischen beide Zylinder geschaltete Receiver wird dabei auf konstanten Druck gehalten (etwa 2 at), indem man ihn mit der ersten Stufe des Luftkompressors in Verbindung setzt. Als Nachteile dieser Ausführung gelten die unzugängliche Stopfbüchse zwischen beiden Zylindern und die Zweiteilung des unteren Kolbens in der Längsrichtung, während Kolbenstangenbrüche der großen Massenwirkung des oberen Kolbens zugeschrieben werden.

Bei einer Reihe von Verbund-Lufthämmern, welche sich bei *P. Pilkington* in Bamber Bridge in Ausführung befinden, ist nur ein Arbeitszylinder mit Differentialkolben angeordnet. Die Durchmesser des Kolbens oben und unten verhalten sich wie 5 : 4. Die Hochdruckluft wird zum Heben des Hammers in den unteren Ringraum gelassen und wird zum gewöhnlichen Schlagen beim Niedergang des Kolbens in den oberen Zylinderraum übergeführt, wo er beim Arbeitsgang fast bis auf den Atmosphärendruck expandiert. Für starke Schläge wird Frischluft auch über den Kolben zugelassen, so viel wie nötig ist, um die Wirkung der vorexpandierten Luft zu erhöhen. Bei der großen Länge des unteren Kolbenteils mit kleinerem Durchmesser ist eine vorzügliche Führung möglich. Der Zylinder ist dazu nach unten hin soweit in dem genannten kleineren Durchmesser verlängert, daß im tiefsten Stand der Kolben fast über seine ganze Länge geführt ist. Bei kleineren Ausführungen sitzt der Schieberkasten am oberen Ende des Zylinders und ist der Luftkanal zum unteren Zylinderende im Zylinder eingegossen. Bei größeren Hämmern ist der Rundschieber geteilt und nimmt der Schieberkasten die volle Länge des Zylinders ein, so daß der Frischluftkanal kurz wird. Durch die beschriebene Bauart wird gegenüber der alten Ausführungsform eine große Luftersparnis herbeigeführt. (The Engineer 1907, Bd. II, S. 56—58.) *Ky.*

Bücherschau.

Eisenbauten. Ihre Geschichte und Aesthetik. Von Dr. *Alfred Gotthold Meyer*, Professor a. d. Königl. Technischen Hochschule in Charlottenburg. Nach des Verfassers Tode zu Ende geführt von *Wilhelm Freiherr von Tettau*. Eßlingen a. N. 1907. Paul Neff.

Der leider zu früh gestorbene Verfasser hatte die Absicht, ein groß angelegtes Werk über die Stellung des neunzehnten Jahrhunderts in der Stilgeschichte zu schreiben. Der erste Teil des im übrigen unvollendeten Werkes ist als selbständiges Buch unter dem Titel: *Eisenbauten* erschienen, nachdem das Material des Verfassers von Frl. *Frieda Kühnemann* druckfertig vorbereitet war. Freiherr von *Tettau*, der den vierten Teil über Kunstformen des Eisenbaues hinzufügte, hat das Werk zu Ende geführt.

Das Buch zerfällt in vier Teile.

Der erste Teil beschäftigt sich in beschreibender Weise mit den Grundlagen des Eisenbaues, mit den Eigenschaften dieses Baustoffes, mit dem Rechnen und Bauen seiner Konstruktionen.

Der zweite Teil erläutert die Aufgaben des Eisenbaues in der Schaffung neuer Raumwerte, neuer Weiten, neuer Höhen und neuer Linien.

Als Beispiele für die Umwertung dieser Begriffe werden u. a. der Kristallpalast in London, die Maschinenhalle der Pariser Weltausstellung von 1889, der Eiffelturm und die modernen, weitgespannten Brücken angeführt.

Im dritten Teile werden die Anfänge einer Eisenarchitektur an typischen Beispielen aus der Baugeschichte Deutschlands, Frankreichs und Englands erläutert. Besonders eingehend werden die neuen Aufgaben des Eisenbaues in der Schaffung weitgespannter und heller Eisenglashallen und Kuppeln besprochen und u. a. an der Halle des Frankfurter Zentralbahnhofes, an den Kuppelkonstruktionen von *Schwedler*, *Zimmermann* und *Müller*-Breslau und an den Hallenkomplexen der Weltausstellungen der letzten Jahrzehnte erläutert.

Den Schluß dieses Teiles bilden die Abschnitte über die Verbindung des Eisens mit anderen Baustoffen, Stein, Zement (Monierbau), Glas und Terrakotta. Das Verhältnis des Eisenbaues zum Steinbau ist eingehend an der Ausbildung der Architektur der Bahnhofsgebäude in Verbindung mit den großen Bahnsteighallen und an der künstlerischen Durchbildung der Brückenköpfe und Pfeiler in Verbindung mit den eisernen Ueberbauten erläutert.

Hier verlangt *Meyer*, daß sich die Architektur der Steinkonstruktion in selbständiger Weise der Form der Hallenbauten anpassen muß, wie es z. B. bei dem Bau des Anhalter Bahnhofes in Berlin von *Schwechten* in glänzender Weise geschehen ist. In gleicher Weise ist bei der Ausbildung der Brückenpfeiler und -Köpfe ihr statischer Zweck in einfacher, künstlerischer Weise zum Ausdruck zu bringen und ein architektonischer Aufbau, der mit dem Zweck des Bauwerkes gar nichts zu tun hat und womöglich den Verkehr stört, zu vermeiden.

Der vierte Teil von *Tettau* behandelt die Aesthetik des Gußeisens und des Walzeisens. *Tettau* fordert, daß dem neuen Baustoff auch neue, entsprechende Formen gegeben werden müssen. Besonders bemerkenswert sind seine Ausführungen über die Ausgestaltung der Pendelsäulen, deren Form nicht durch Verkleidung mit antiken Säulenfüßen und Kapitälen in unwahrer Weise verdeckt werden darf. Die Berliner Stadtbahn und Hochbahn liefern gute Beispiele für neue, zweckentsprechende Formen. In gleicher Weise sollen die Walzeisenbauten durch ihre ganze Anordnung selber wirken. Die Konstruktionselemente wie Profile, Knotenbleche, Nietköpfe und Bolzen genügen zur Gewinnung neuer, dem Material angepaßter Motive; vor allem ist es aber die Linienführung der tragenden und stützenden Konstruktionsglieder, die an sich künstlerisch befriedigend wirken sollen. Auch die Aesthetik des Walzeisens ist durch zahlreiche Beispiele in Wort und Bild, namentlich von der Berliner Hochbahn erläutert.

Das Gesamtergebnis der Betrachtungen wird in sechs Sätzen zusammengefaßt, von denen die folgenden hervorgehoben werden sollen, um die Auffassung des ganzen Werkes zu kennzeichnen:

„Bei der Eigenart seiner neuartigen Konstruktionen können Formen früherer Stilperioden dem Eisen nicht mehr genügen, zumal dieselben ihre Entstehung anderen Baustoffen mit abweichenden struktiven Eigenschaften verdanken. Das Eisen braucht Formen, welche aus seinen eigenen Walzprofilen geschaffen und gleichfalls maschinell behandelt worden sind. Neuzeitliche Formen werden, je weniger sie bestimmte historische Begriffe aufkommen lassen, um so ungestörter diese Ziele anstreben können.

Die neuen Eisenaufgaben haben ein Anrecht auf die Kunst mehr fast als alle übrigen Bauwerke, da ihre ungeheuren Dimensionen zu den *monumentalsten* Werken der Gegenwart gehören, sich als Verkehrszentren gerade am eindruckvollsten geltend machen und unbestreitbar einen Stimmungsgehalt besitzen, der mit den Bildern des modernen Lebens untrennbar verbunden ist."

Als Empfehlung des mit Begeisterung für den Stoff geschriebenen und glänzend ausgestatteten Werkes mögen die Geleitworte *Lessing*s hinzugefügt werden:

„Das Buch mit dem jetzigen Einzeltitel „Eisenbauten" mag immerhin nur ein Teil eines geplanten größeren Ganzen sein, aber ein Bruchstück ist es nicht, sondern ein abgeschlossenes Werk von größtem Werte, das für sich selbst zu sprechen berufen ist."

Dr.-Ing. *P. Weiske*.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Abhandlung zur Geschichte der mathematischen Wissenschaften mit Einschluß ihrer Anwendung. Begründet von *Moritz Cantor*. 23. Heft. Das 200jährige Jubiläum der Dampfmaschine (1706 bis 1906). Eine historisch-technisch-wirtschaftliche Betrachtung von *Kurt Hering*, Ingenieur. Mit 13 Abb. Leipzig, 1907. B. G. Teubner. Preis geh. M. 1,60.

Der praktische Installateur elektrischer Haustelegraphen und Telephone. Eine Anleitung zur Einrichtung und Reparatur elektrischer Haustelegraphen- und Haustelephonanlagen jeder Art, nebst Beschreibung der für die Anlagen in Anwendung kommenden Apparate, Batterien, Materialien, Schaltungen usw. Von *Friedrich Esche*. Zweite vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 231 Abb. und 7 Tafeln. Leipzig 1907. Hochmeister & Thal. Preis geh. M. 3,–, geb. M. 3,60.

Einführung in die Differential- und Integralrechnung nebst Differentialgleichungen. Von Dr. *F. Kohlrausch*, Dozent der Ausbildungskurse am Kaiserlichen Telegraphenversuchsamt Berlin. Mit 100 Abb. und 200 Aufgaben. Berlin 1907. Julius Springer. Preis geh. M. 6,—, geb. M. 6,80.

Die Festigkeitseigenschaften der Metalle in Wärme und Kälte. Von *R. Baumann*, Ingenieur, Privatdozent an der technischen Hochschule in Stuttgart. Mit 46 Abb. Stuttgart 1907. Alfred Kröner. Preis geh. M. 3,—.

Die Weltwirtschaft. Ein Jahr- und Lesebuch. Unter Mitwirkung zahlreicher Fachleute herausgegeben von Dr. *Ernst von Halle*, Professor an der Universität Berlin, Wirklicher Admiralitätsrat. II. Jahrgang 1907. I. Teil: Internationale Uebersichten. Bearbeitet von *K. Riezler*, *Ed. Roghe*, *W. Zimmermann*, *C. Ballod*, *B. Voelker*, *E. Biedermann*, *A. Feiler*, *B. Schacht*, *A. H. Hirschberg*, *A. v. d. Leyen*, *E. von Halle*, *O. Große*, *A. Manes*, *O. Schwarz*, *H. Mehner*, *H. Muthesius*, *E. Münsterberg*, *C. Ritter*. Leipzig und Berlin 1907. B. G. Teubner. Preis geh. M. 6,—.

Kurzes Lehrbuch der Elektrotechnik. Von Dr. *Adolf Thomälen*, Elektroingenieur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 338 Abb. Berlin 1907. Julius Springer. Preis geb. M. 12,—.

Der Bau einer modernen Lokomotive. Zweite erweiterte Ausgabe. Mit 42 Abb. Von Ingenieur Dr. *Robert Grimshaw*. Hannover 1907. Selbstverlag des Verfassers.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 35. Berlin, 31. August 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Kreisabwicklung.

Eine Studie von Ingenieur **Werner Gropp.**

Legt man den Scheitel eines rechten Winkels in den Punkt d und läßt den Winkel in d pendeln, dann schneiden bekanntlich die Schenkel auf der Horizontalen ub Linien vom Fuße der Senkrechten dc ab, welche stets das gleiche Produkt geben:

$$tc \,.\, sc = uc \,.\, lc = dc^2.$$

Gibt man dc den Wert von $\pi = 3{,}14\ldots\ldots$ dann müssen die Produkte den Umfang des Kreises vom Durchmesser π geben oder

$$tc \,.\, sc = uc \,.\, lc = \pi^2.$$

Geht der eine Schenkel, z. B. ud durch denjenigen Punkt der Horizontalen, welcher um die Umfangslänge von c liegt, dann muß lc gleich den Wert der Einheit annehmen, wenn der andere Schenkel dl durch den Punkt l geht.

Denn $uc \,.\, lc = \pi^2$ und da $uc = \pi^2$ ist, muß $lc = 1$ sein.

Daraus ergibt sich, daß, wenn man den einen Schenkel durch den Halbierungspunkt von uc legt, der andere Schenkel dann durch einen Punkt gehen muß, welcher zwei Einheiten von c entfernt liegt und umgekehrt, schneidet der eine Schenkel z. B. drei Einheiten von c aus ab, dann muß der andere Schenkel durch den Punkt gehen, welcher $\frac{\pi^2}{3}$ oder $\frac{uc}{3}$ oder $\frac{1}{3}$ des Umfanges von c entfernt liegt.

Bildet man aus dc, oder wie angenommen, aus π ein rechtwinkliges Dreieck von 60^0 und 30^0, also qac, dann wird bekanntlich

$$3ac^{-2} = \pi^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{I)}$$

Dieser Ausdruck läßt sich linear darstellen.

Zu diesem Zweck nehme man die beliebige Einheit cl und erhebe im Punkt l die Senkrechte. Trägt man die Diagonale vom Quadrat $cl \times cl$ oder $\sqrt{2}$ von l nach e, dann ist $ec = \sqrt{3}$.

Legt man durch den Punkt e eine Linie ag unter 60^0 zur Horizontalen, dann wird das Dreieck cga ein gleichseitiges, wenn man von c aus ebenfalls unter 60^0 zur Horizontalen die Linie cgq zieht.

Erhebt man in a die Senkrechte und verlängert ce bis r, dann hat man:

$$cl : ca = ce : cr \text{ und weil } ce = \sqrt{3}$$

$$ca\sqrt{3} = cr.$$

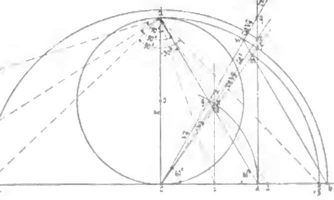
Schlägt man mit cr aus c den Bogen drb, dann hat man auch $dc = ca\sqrt{3}$ und muß ag verlängert durch d gehen.

Die Linie cq schneidet den Bogen drb in w und weil $wc = cb$ und Winkel wcb 60^0 ist, muß wb parallel da sein. Die Linie wb schneidet rc im Punkt m, und man hat

$$wc : gc = mc : ec$$

oder

$$wc \,.\, ec = gc \,.\, mc$$



und weil

$$wc = rc = ca\sqrt{3},\ ec = \sqrt{3} \text{ und } gc = ac$$

ist, hat man

$$ca \,.\, \sqrt{3} \,.\, \sqrt{3} = ac \,.\, mc$$

oder

$$mc = 3 \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{II)}$$

Schlägt man mit ac aus c den Bogen gna und zieht durch n den Strahl cnp, dann hat man $nc : cl$ (oder l) $= pc : ac$ und da $nc = ac$ ist

$$pc = ac^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{III)}$$

Multipliziert man II mit III, dann hat man

$$mc \,.\, pc = 3\,ac^{-2}.$$

Weil aber $3\,ac^{-2} = \pi^2$ ist, ergibt sich

$$mc \,.\, pc = \pi^{-2} = 3\,ac^{-2}.$$

Es ist

$$mc = 3, \text{ folgl. } pc = \frac{\pi - 2}{3}$$

und damit ein Drittel vom Umfang (von π^2) abgewickelt.

Ist nach dem Vorstehenden ein Kreis vom Durchmesser dc gegeben, so setze man $dc = \pi$, dessen wirkliche Länge hier dann gegeben ist. Zieht man von d aus die Linie da unter 60^0 zur Horizontalen und erhebt in a die Senkrechte ar bis zum Schnittpunkt mit der Kreislinie, dann schneidet die Linie rc auf da einen Punkt der Senkrechten in l.

Damit ist das Verhältnis der Einheit zu π linear gegeben und jegliche Potenz von π leicht in Linien ausgedrückt.

Studien über die Bildung des Kötzers beim Selfaktor.

Von Dipl.-Ing. **Michael Früh**, Fürth i. B.

(Schluß von S. 536 d. Bd.

Soll nun zum Schluß noch der Grenzfall eines Wendepunktes mit wagerechter Tangente betrachtet werden, so wird es sich zeigen, daß für je einen Wert von e ein ganz bestimmtes r sich ergibt, der jedoch in der Praxis unbrauchbar ist. Es werde für die Vereinfachungen der Gleichungen gesetzt:

$$r = \lambda c; \quad e = \delta c; \quad \text{in } 39).$$

Es müssen dann folgende Bedingungsgleichungen erfüllt werden:

$$k' = 0; \quad \ldots \quad 45)$$

$$k'' = 0; \quad \ldots \quad 46)$$

$$(u + \delta) - \lambda \sin u - \lambda (u + \delta) \cos u = 0; \quad \ldots \quad 45)$$

$$\lambda = \frac{u + \delta}{\sin u + (u + \delta) \cos u};$$

$$1 - 2 \lambda \cos u + \lambda (u + \delta) \sin u = 0; \quad \ldots \quad 46)$$

$$\lambda = \frac{1}{2 \cos u - (u + \delta) \sin u};$$

aus Gleichung 46 den Wert für λ in Gleichung 45 eingesetzt, gibt Gleichung 47

$$2 \cos u - (u + \delta) \sin u = \frac{\sin u}{u + \delta} + \cos u; \quad \ldots \quad 47)$$

$$\operatorname{ctg} u = u + \delta + \frac{1}{u + \delta}; \quad \ldots \quad 47)$$

Diese Gleichung ergibt dann die Werte, bezw. einen brauchbaren Wert, für welchen obige Bedingungsgleichung erfüllt wird. Die linke Seite der Gleichung 47 stellt die Kotangentenlinie, die rechte eine Hyperbel dar. Für eine graphische Lösung der Aufgabe soll die Hyperbel genauer untersucht werden.

$$y = u + \delta + \frac{1}{u + \delta} \quad \ldots \quad 48)$$

$$y' = 1 - \frac{1}{(u + \delta)^2} \quad \ldots \quad 49)$$

$$1. \quad u = \infty; \quad y = \infty; \quad y' = 1;$$

d. h. die erste Asymptote ist gegen die positive u-Halbachse um 45^0 geneigt.

$$2. \quad u = -\delta; \quad y = \infty; \quad y' = \infty;$$

d. h. die zweite Asymptote ist eine Parallele zur y-Achse mit der Abszisse $u = -\delta$.

Der Schnittpunkt beider Asymptoten liegt auf der u-Achse, denn

z. B. $$u = -\delta + a; \quad y = a + \frac{1}{a}$$

$$u = -\delta - a; \quad y = -\left(a + \frac{1}{a}\right).$$

Wo sich nun die Hyperbel und die Kurve

$$y = \operatorname{ctg} u$$

schneiden, sind die gesuchten Werte für u. Für die Untersuchung kommt nur der eine von den unendlich vielen

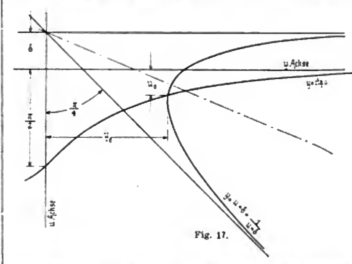


Fig. 17.

Schnittpunkten in Betracht, der im ersten Quadranten liegt (Fig. 17).

z. B. $\quad e = 50^{cm}; \quad s = 157^{cm}$; dann ist

$$c = \frac{2}{\pi} \cdot 157 = 100^{cm}, \text{ wenn } v = \frac{\pi}{2};$$

$$\delta = \frac{e}{c} = 0{,}5,$$

dann erhält man folgenden Wert für u_0 und zwar

im Bogenmaß $u_0 = 0{,}462$

im Gradmaß $u_0 = 26^0\ 30'$ in 45) oder 46)

$$\lambda = 0{,}735$$

$$r = \lambda \,.\, c = 73{,}5^{cm} < c; \text{ siehe } 42)$$

$$s_1 = u_0 \,.\, c = 46{,}2^{cm};$$

dieser Wert s_1 entspricht der Fadenlänge für die absteigende Spirale; die zugehörige Kettenlänge

$$m_1 = k_1 - k_0 = 2{,}4 \text{ cm}.$$

Im Folgenden wird es sich zeigen, daß diese Kettenlänge, die sich sofort aus Gleichung 39 berechnen läßt, somit die zugehörige Tourenzahl viel zu klein wird, um in der Praxis davon Gebrauch zu machen, einen Wendepunkt mit wagerechter Tangente zu erhalten.

Um nun einen anschaulichen Beweis zu führen, nimmt man Werte an, welche die günstigsten Größen für die Tourenzahl der Spindeln ergeben und um ganz sicher zu sein, daß dieser spezielle Fall für die praktische Verwertung ausgeschlossen ist.

Es sei in Fig. 18

d = Spindeldurchmesser;
D = Kettentrommeldurchmesser;
i = Uebersetzungsverhältnis von Trommel auf Spindel;
t = Tourenzahl der Spindeln;
m = abgewickelte Kettenlänge, entsprechend t Touren;
s = gesamte Fadenlänge;
T = Tourenzahl der Spindeln während der ganzen Wageneinfahrt.

Dann ist:

$$t = m \frac{i}{\pi D} = m \cdot n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 50)$$

$$d = \frac{D}{i} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 51)$$

Fig. 18.

Gleichung 50 entstand dadurch, daß man sagt: die abgewickelte Kettenlänge muß gleich sein dem Produkt aus dem Umfang der Kettentrommel, um welche also vorher die Kette geschlungen war, multipliziert mit der Tourenzahl, welche die Trommel während dieser Zeit ausgeführt hat.

Gleichung 51 ergab sich aus folgenden zwei Gleichungen 52, 53, die entstehen, wenn man den Beginn der Kötzerbildung, also die Wicklungen auf die nackten Spindeln betrachtet, so daß also angenommen werden kann:

$$s = m; \text{ denn } r = o,$$

d. h. nachdem für diesen Fall der Aufhängepunkt der Kette am Quadrantenarm nahezu mit dem Drehpunkt desselben zusammenfällt, kann die abgewickelte Kettenlänge gleichgesetzt werden mit dem Wagenweg, also auch mit der aufzuwickelnden Fadenlänge. Setzt man diesen Wert nun in die Gleichung 50 ein, so ergibt sich

$$T = s \frac{i}{\pi D} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 52)$$

Eine weitere Gleichung 53 erhält man durch die Ueberlegung, daß eine Fadenlänge s auf den nackten Spindeldurchmesser d aufgewunden werden muß.

$$T = \frac{s}{\pi d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 53)$$

Mathematisch genau genommen ist Gleichung 53 nicht richtig, denn es ist die Spindel weder ein Zylinder, sondern ein schwach geneigter Kegel, noch wird der Faden, wie hier angenommen wurde, in Form von Fadenringen aufgelegt; doch sollen diese kleinen Fehler, wie schon früher geschehen ist, stillschweigend übergangen werden. Dividiert man nun die beiden Gleichungen 52 und 53 durch einander, so erhält man Gleichung 51.

Es sei nun z. B. $i = 20$, $d = 6$ mm; aus Gleichung 51 $D = 120$ mm; der Spindeldurchmesser ist absichtlich möglichst klein gewählt worden, damit in Gleichung 50 n entsprechend groß wird. Dies wird noch mehr begünstigt, wenn D noch kleiner gewählt wird, wie es eigentlich Gleichung 51 ergibt. In der Praxis könnte man dies schließlich zulassen; es würden eben während der ersten Schichtenbildung die Spindeln zu viel Touren machen; es müßte dann der Aufhängepunkt der Quadrantenkette schon von Anfang an eine gewisse Entfernung vom Drehpunkt des Armes haben.

Für den Wert z. B. $D = 100$ mm ist dann Gleichung 50

$$t_1 = 1{,}5 = m_1 \frac{i}{\pi D} = \frac{24 \cdot 20}{\pi \cdot 100},$$

wobei m_1 gleich ist derjenigen Kettenlänge, welche während der Bildung der absteigenden Spirale abgewickelt wird, nachdem der Aufhängepunkt J der Kette (Fig. 16, S. 534) seine Entfernung r vom Drehpunkt D nicht mehr ändert. Die zugehörige Tourenzahl der Spindeln ist $t_1 = 1{,}5$; dieser Wert ist selbstverständlich zu klein, trotz der für ein möglichst großes t_1 angenommenen günstigsten Werte. Dieses Resultat allein genügt schon, einen solchen speziellen Fall einer Kurve der Spindelgeschwindigkeit mit wagerechter Wendetangente für die Praxis auszuschließen. Bei dieser Untersuchung wurde zwar die Voraussetzung gemacht, daß $\nu = \frac{\pi}{2}$; selbst bei einer anderen Annahme von ν würde kein günstigeres Resultat für t_1 entstehen. Denn nicht nur, daß die Tourenzahl zu klein ist, um den Zweck zu erreichen, den man mit der Kreuzwindung beabsichtigt, sondern daß auch der zugehörige mittlere Schichtendurchmesser viel zu groß ausfallen würde, denn es ist gegeben: $s_1 = 46{,}2$ cm, $t_1 = 1{,}5$, dann ist bestimmt d_m = mittlerer Schichtendurchmesser;

$$d_m = \frac{46{,}2}{\pi \cdot 1{,}5} = \sim 10 \text{ cm} \quad \text{(s. Gleichung 17)}$$

Will man jedoch unbedingt diesen speziellen Fall einer wagerechten Wendetangente erreichen, so ist man eben gezwungen, einen Quadranten mit veränderlicher Winkelgeschwindigkeit zu konstruieren. Die nächste Betrachtung soll über diesen einen Aufschluß geben.

B. *Quadrant mit veränderlicher Winkelgeschwindigkeit.*

Gegeben ist alles was zur Untersuchung des Quadranten mit veränderlicher Winkelgeschwindigkeit bezw. zur Aufstellung einer Gleichung für die letztere erforderlich ist; somit sind also gegeben: Die Gestalt der Kegelschichten, der Wagenweg entsprechend der ab- und aufsteigenden Spirale, die Entfernung des Quadrantendrehpunktes D von der Anfangsstellung der Trommel, die Anfangsstellung des Quadrantenarmes senkrecht zur Bewegungsrichtung der Trommel, die Gleichung 21 und 23 usw. Der Quadrantenarm macht also während der ganzen Wageneinfahrt eine Drehung $\frac{\pi}{2}$.

Es soll nun eine Gleichung für die veränderliche Winkelgeschwindigkeit des Quadrantenarmes aufgestellt werden, so daß für jede beliebige Wagenstellung sofort die zugehörige Drehung des Armes um den $\measuredangle u$ angegeben werden kann, die nötig ist, den Spindeln jene Tourenzahl zu erteilen, welche den Gleichungen 21 und 23 Genüge leistet.

Man betrachte zu diesem Zweck den Quadranten und seine Wirkungsweise als einen Kurbelmechanismus, wobei der Quadrantenarm die Kurbel und die frei hängende Kette die Schubstange vorstellt. Dieser Kurbelmechanismus unterscheidet sich insofern wesentlich von demjenigen z. B. der Dampfmaschine, daß die Schubstange keine konstante Länge hat, sondern stetig wächst und zwar nach den Gesetzen wie sie in den Gleichungen 21 und 23 ausgedrückt sind. Während in bezug auf die Schubstange der eine Endpunkt J (Fig. 19) derselben seine Lage nie verändert, schreitet der andere Endpunkt R in Richtung der Stange stetig fort, gemäß der oben angeführten Gesetze. A sei wiederum die Anfangsstellung der Trommel, infolgedessen ist $AJ = k_0$ die kürzeste Länge der Schubstange. Man denkt sich nun dieselbe von vornherein

schon in Richtung AJ über Punkt A hinaus verlängert. R sei nun ein Ring, welcher den wandernden Endpunkt der Schubstange vorstellen soll; dieser Ring verbinde nun letztere mit der Trommelrichtung, wenn man eben die Bahn der Trommel als festliegende Stange AB betrachtet; so daß dann durch diesen Ring beide Stangen gehen.

Die Trommel lege nun einen Weg $AX = x$ zurück; infolgedessen muß sich nun auch der Ring R an der Stelle X befinden, denn er wird ja gezwungen, diesen Weg mit-

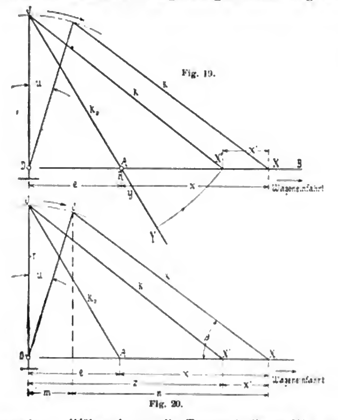


Fig. 20.

zumachen. Während nun die Trommel diesen Weg zurücklegt, muß gemäß den Gleichungen 21 und 23 eine Kettenlänge $AY = y$ abgewickelt werden, d. h. die Schubstange vergrößert sich während dieser Zeit um diese Strecke, so daß sie eine Gesamtlänge $JY = k$ besitzt. Man stelle sich nun vor, daß der Ring R, um nach X zu gelangen, folgende Bewegung ausgeführt hat. Der Quadrant ist in Ruhe, während R sich in Richtung der Schubstange JA nach Y bewegt; alsdann macht die Schubstange von der Länge JY eine Drehung um Punkt J entgegengesetzt dem Uhrzeigersinn, bis der Punkt Y, somit auch der Ring R nach X' gelangen. Jetzt hat letzterer noch den geradlinigen Weg $XX' = x'$ zurückzulegen und zwar bei konstant bleibender Schubstangenlänge; infolgedessen muß der Quadrantenarm JD, betrachtet als Kurbel, eine Drehung u im Uhrzeigersinn ausführen, damit schließlich der Ring R nach X kommt. Auf Grund dieser Betrachtung ist man zu einem Kurbelmechanismus mit konstanter Schubstangenlänge innerhalb eines Wagenweges x gelangt. Nachdem alle Größen bis auf $\measuredangle u$ bekannt sind, kann man nun zu dessen Berechnung übergehen. Diesem Zweck diene nun die folgende Berechnung nebst Fig. 20.

Die Strecke x' läßt sich zweimal ausdrücken:

$$x' = m + n - z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 54)$$

$$x' = e + x - z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 55)$$

Beide Gleichungen addiert und die Werte für m, n entsprechend eingesetzt, gibt:

$$r \sin u + k \cos \beta = e + x \quad . \quad . \quad . \quad 56)$$

$$k = k_0 + y \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 57)$$

$$\sin \beta = \frac{r \cos u}{k_0 + y} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 58)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r \cos u}{k_0 + y}\right)^2} = \sim 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{r \cos u}{k_0 + y}\right)^2 \quad 59)$$

Diese Werte in 56) gibt

$$r \sin u + (k_0 + y)\sqrt{1 - \left(\frac{r \cos u}{k_0 + y}\right)^2} = e + x \, . \quad 56')$$

Diese Gleichung 56′ stellt nun die Gleichung der Winkelgeschwindigkeit bezw. des $\measuredangle u$ dar; x ist die unabhängig, u die abhängig Veränderliche; y selbst kann man sofort aus Gleichung 21, 23 durch x ausdrücken, entsprechend der ab- bezw. der aufsteigenden Spirale. Da nun alle anderen Größen bekannt sind, kann für jeden Wert von x die zugehörige Drehung des Quadrantenarmes berechnet werden.

Der Quadrant werde nun, wie es in der Praxis fast durchwegs der Fall ist, durch Zahnräder in Bewegung gesetzt. S sei in Fig. 21 ein um die beiden gleich großen Trommeln vom Durchmesser D geschlungenes endloses Seil,

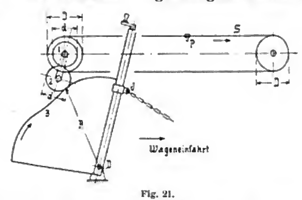


Fig. 21.

welches in einem Punkt P mit dem Wagen fest verbunden ist. Bewegt sich nun der Wagen, so wird der ganze Quadrantenmechanismus durch diesen in Bewegung gebracht. Während nun das Zahnrad *1* mit der einen Seiltrommel auf eine gemeinsame Welle aufgekeilt ist, welch letztere in zwei festliegenden Lagern gehalten wird, kann das Zahnrad *2*, welches hier gleich groß wie *1* gewählt wurde, eine Drehung um seine eigene Achse und gleichzeitig eine solche um die Achse des Zahnrades *1* ausführen, so daß jedoch der Abstand beider konstant bleibt. Das Zahnrad *2* greift nun in ein drittes Zahnrad ein, welches das eigentliche Quadrantenzahnrad vorstellt und einen veränderlichen Teilkreisradius R besitzt, wegen der veränderlichen Winkelgeschwindigkeit des Quadranten in bezug auf eine konstante Wagengeschwindigkeit.

Bezeichnet nun

n = Tourenzahl der Zahnräder *1* und *2* und Seiltrommel, entsprechend einem Wagenweg, bezw. einer abgewickelten Seillänge x;

u = entsprechende Drehung des Quadranten aus seiner Anfangsstellung, so ist:

$$n = \frac{x}{D\pi}; \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 57)$$

$$n = \frac{Ru}{d\pi}; \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 58)$$

u im Bogenmaß.

Aus Gleichung 57 der Wert für n in Gleichung 58 eingesetzt, gibt Gleichung 59.

$$R = \frac{dx}{D.u} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 59)$$

In der Gleichung 59 können mit Rücksicht auf die Gießerei und auf einen guten Zahneingriff die Durchmesser D, d entsprechend günstig gewählt werden. Man erhält sofort eine Gleichung für R in bezug zu x, wenn man

aus Gleichung 59 den Wert für u berechnet und in Gleichung 56 einsetzt.

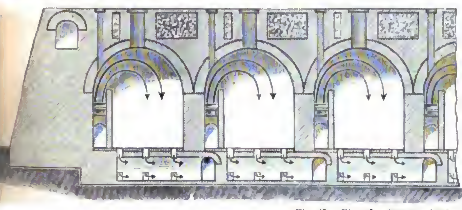
Zum Schluß soll noch auf einen kleinen Fehler hingewiesen werden, welcher bei der vorhergehenden Untersuchung absichtlich unberücksichtigt gelassen worden ist. Es wurde nämlich angenommen, daß die Tourenzahl des Rades *2* gleich derjenigen n des Rades *1* sei, mit der Begründung, daß beide Zahnräder gleiche Durchmesser haben. Das unrunde Rad *3* bedingt jedoch, was auch bei der Konstruktion des Mechanismus vorgesehen ist, daß sich das Rad *2* um Rad *1* dreht; infolgedessen schwankt die Tourenzahl des ersteren entsprechend dem veränderlichen Radius R des Rades *3*. Die Tourenzahl des Rades *2* ist also nicht mehr konstant; man kann jedoch einen ungefähren Mittelwert gleich n annehmen. Dieser Fehler wird nun am besten dadurch beseitigt, wenn man statt der beiden Zahnräder *1* und *2* ein einziges unrundes Rad konstruiert, so daß eben letzteres eine konstante Tourenzahl n besitzt, und das zweite unrunde Rad *3*, wie früher, die gestellten Bedingungen erfüllt.

Die heutige Ziegelindustrie.

Von **Gustav Benfey**, Lauban.

(Schluß von S. 540 d. Bd.)

Bei dem gleichmäßigen Fortschritt des Feuers im Ringofen ist es nicht immer möglich, die einzelnen Warengattungen so zu behandeln, wie sie es benötigen, außerdem verlangt der Ringofen zur Herstellung der Heizschächte, Feuerzüge usw. einen großen Prozentsatz gewöhnlicher Ziegel, die für Werke, welche bessere Ware, wie Dachziegel, Verblendziegel und dergl. herstellen, einen kostspieligen, meist schwer absetzbaren Ballast bilden. Um dem abzuhelfen, hat man den Brennkanal des Ringofens durch feste Wände in einzelne Kammern zerlegt und führt den Feuerstrom unter der Sohle der Kammern entlang, ihn nur dort eintreten lassend, wo längs dem Brennkanal an den beiden Wänden feste Heizwände in ähnlicher Weise wie die vorher geschilderten, aufgebaut sind, die von oben durch die Heizlöcher beschickt werden. In dieser Weise ist es möglich jede Kammer besonders zu behandeln, sie, und das ist für bessere Ware sehr wichtig, nach Erreichung der Garbrandtemperatur einige Zeit im Vollfeuer stehen zu lassen, gewissermaßen unter Druck, damit sich die Temperatur so ausgleicht, daß eine vollständig gut gebrannte Ware, ohne schwache Stellen, erzielt wird. Ein Ofen dieser Art ist der von *Diesener* (Fig. 45), der neuerdings viele Beachtung gefunden hat.



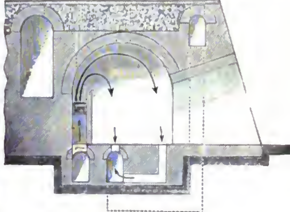


Fig. 45. Ringofen (System Diesener

Bei dem Ringofen mit oberem Abzug, der besonders von *Bock* viel gebaut wird (Fig. 46), findet die Ueberführung der Rauchgase aus den Heizlöchern in den Rauchkanal in ähnlicher Weise wie beim Schmauchen geschildert, durch Blechhauben statt. Da ein Ringofen dieser Art neben dem Brennkanal nur den Rauchkanal erhält, so ist er billiger und auch in sich kräftiger gebaut als die vorgeschilderten Oefen. In genialer Weise hat *Bock* die Frage des Schmauchens bei diesen Oefen gelöst durch sein „Rückwärtsschmauchen“ (Fig. 47). Er läßt hierbei die atmosphärische Luft durch den absichtlich etwas undicht gelassenen Schieber hinter dem frischen Einsatze eintreten. Sie erwärmt sich allmählich an den wärmeausstrahlenden Wänden und der Sohle des Ofens und nimmt auf ihrem Wege nach dem Abzuge Feuchtigkeit auf. Da diese Luft aber der Brennzone entgegenströmt (s. Pfeilrichtungen Fig. 47), von welcher die unter den vorerwähnten Abzugshauben befindlichen Ziegel durch Strahlung schon stark vorgewärmt sind, so ist eine Kondensation der Schmauchdämpfe dort vollständig ausgeschlossen, so daß ein Verschmauchen nicht vorkommen kann. Die mit Feuchtigkeit gesättigte Schmauchluft wird wie die Rauchgase in nebeneinander liegenden Blechhauben nach dem Rauchsammler abgeführt.

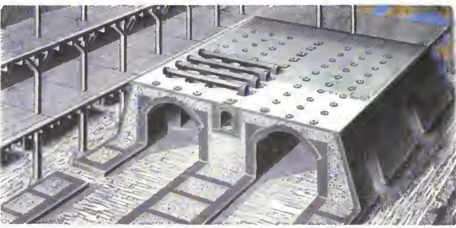
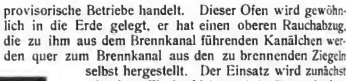


Fig. 46. Ringofen von Bock mit oberem Rauchabzug.

Die vierte Gruppe der Aenderungen des Ringofens betrifft seine Gestaltung, hauptsächlich beeinflußt von dem Bestreben, den Ofen kleineren oder größeren Betrieben anzupassen. Zu den Oefen für kleinere Betriebe gehört der sogen. Partial- oder Teilringofen (Fig. 48), der ge-

wissermaßen das verbindende Glied zwischen den periodischen und kontinuierlichen Ofen bildet, gleichzeitig aber einen Teil der Vorteile des Ringofens gewährt. Er ist im wesentlichen der 3—8 Abteilungen enthaltende Abschnitt eines Brennkanals, der am vorderen Ende eine feste Abschlußwand mit Rostfeuerungen, hinten desgleichen mit Rauchabzügen erhält. Das Feuer wird nach Vollbesetzung des Ofens auf den Rosten entfacht. Sobald genügend Glut vorhanden ist, werden auch die Heizlöcher durch Einführung von Brennmaterial mit herangezogen. Das Feuer auf den Rosten sowohl wie durch die Heizlöcher wird so lange unterhalten, bis der gesamte Einsatz die Garbrandtemperatur erreicht hat, worauf das Zuführen von Brennmaterial eingestellt wird und der Ofen langsam abkühlt.

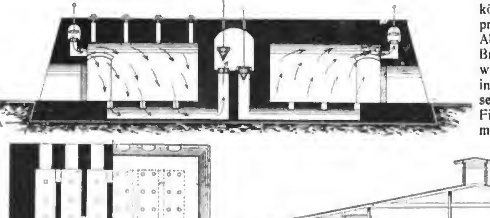
Das Schmauchen mit unterem Abzug.



Das Schmauchen mit oberem Abzug nach Bock.
Fig. 47.



Fig 48. Partial-Ringofen von Dannenberg.



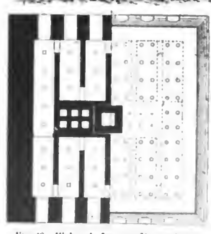


Fig 49. Zickzackofen von Dannenberg.

Auch der Zickzackofen (Fig. 49) wird für kleinere Betriebe gern verwendet. Der Brennkanal hat hier eine zickzackartige Form, die den Vorteil bietet, daß auf schmalem Raum und in kleinen Abteilungen doch die Vorzüge des Ringofens voll ausgenutzt werden können, während daneben noch durch die Trennung der einzelnen Abteilungen durch massive Wände es ermöglicht wird, jede einzelne Kammer ihrem Einsatz entsprechend gesondert zu behandeln.

Der von *Bock* eingeführte Ringofen ohne Gewölbe (Fig. 50) stellt sich in seinen Baukosten erheblich geringer als die bisher besprochenen Ringöfen und wird deshalb gern dort angelegt wo es sich um kürzere oder zunächst provisorische Betriebe handelt. Dieser Ofen wird gewöhnlich in die Erde gelegt, er hat einen oberen Rauchabzug, die zu ihm aus dem Brennkanal führenden Kanälchen werden quer zum Brennkanal aus den zu brennenden Ziegeln selbst hergestellt. Der Einsatz wird zunächst mit einer Flachschicht und darüber mit einer Rollschicht bedeckt. In der letzteren werden über jedem Heizschacht die zur Aufgabe des Brennstoffes erforderlichen Löcher freigelassen und auf diese besonders konstruierte Heizkasten mit Deckel gesetzt. Die Fugen der Decke werden dann mit Lehm verstrichen und über das Ganze wird eine etwa 10 cm hohe Schicht Erde oder Sand gebreitet.

Für sehr große Betriebe legt man wohl statt zweier Ringöfen einen solchen mit Doppelfeuerung an, bei dem also der Brennkanal so lang ist, daß ein doppelter Betrieb in ihm möglich ist, d. h. daß gleichzeitig je zwei Abteilungen ein- und ausgesetzt werden können und sich dazwischen der Brennprozeß mit Schmauchen, Brennen und Abkühlen zweimal gleichzeitig im Brennkanal abspielt. Hierdurch werden wesentliche Ersparnisse bei der Anlage in Raum und an Kosten erzielt. Dieselben Vorteile bieten auch die durch Firma *Eckardt* & *Hotop* eingeführten mehrschenkligen Ringöfen (Fig. 51).

Fig. 50. Ringofen ohne Gewölbe von Bock.

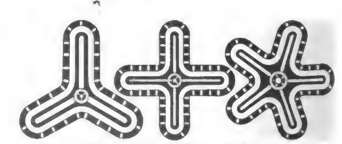


Fig. 51. Mehrschenklige Ringöfen von Eckardt & Hotop.

Die einzelnen Schenkel, drei, vier oder auch fünf, welche einen fortlaufenden, in sich zurückkehrenden Brennkanal bilden, sind an einen in der Mitte stehenden Schornstein angeschlossen. Die Oefen können mit zwei oder auch mehreren Feuern betrieben werden.

In den sämtlichen bis jetzt besprochenen Oefen findet die Wärmeentwicklung durch direkte Zuführung der Brennmaterialien auf Rosten oder Heizschächten statt, daneben hat man sich schon seit etwa 30 Jahren bemüht, auch die Gasfeuerung für die Herstellung derjenigen Warengattungen heranzuziehen, die uns hier beschäftigen. Zunächst geschah dies um den Einsatz, besonders, wo derselbe aus wertvoller Ware, wie Verblender, Terrakotten-Dachziegel bestand, den Einflüssen direkter Flammenwirkung zu entziehen, dann aber auch um minderwertige Brennmaterialien, wie besonders die leichten, wasserreichen Braunkohlen, verwerten zu können. Zu den Gasöfen

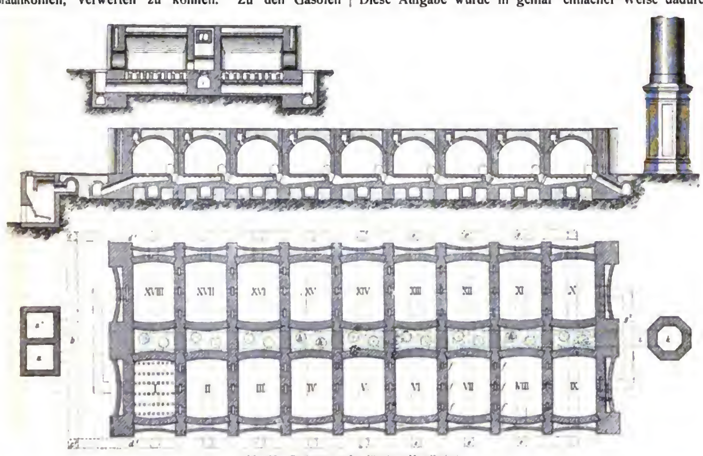


Fig. 52. Gaskammerofen (System Mendheim).

ersterer Art gehören die von *Mendheim* und *Escherich*, die früher viel zur Herstellung von Verblendziegeln verwendet wurden, später aber, weil sie größere Anlage-, Versuchs- und Brennkosten als die gewöhnlichen Ringöfen erfordern, wieder aufgegeben wurden, zur großen Schädigung der gesamten Verblendziegelindustrie, deren bittere Folgen sie jetzt tragen muß. Heute trifft man diese Oefen nur noch sehr vereinzelt an, während sie in der feuerfesten sowie in der Porzellanindustrie noch häufig angelegt werden. In dem *Mendheim*schen Gasofensystem (Fig. 52) wird das Gas zunächst auf abseits gelegenen Generatoren erzeugt, dann durch Kanäle an beiden Seiten des Ofens geführt. Aus diesen Kanälen gelangt es unter diejenige Kammer des Brennkanals, die durch die überführte Wärme der vorigen Kammer genügend zur direkten Befeuerung vorgewärmt ist, mischt sich unter der Sohle der Kammer in genau durch Ventile einstellbarem Verhältnis mit der erwähnten erhitzten Luft, entzündet sich, und tritt entweder durch die Sohle oder von beiden Querwänden der Kammer hinter Feuerbrücken, überschlagend, in die Kammer ein. *Escherich* läßt das Gas dagegen von oben durch Heizlöcher in den nicht durch Wände getrennten Brennkanal des Ringofens eintreten. Statt der früher geschilderten Heizschächte sind unter den Heizlöchern mit feinen Löchern versehene Tonrohre, sogen. Gaspfeifen, aufgestellt, durch die das Gas, welches sich in der heißen Atmosphäre der vorgewärmten Abteilung entzündet hat, in den Einsatzraum gelangt. Diesen *Escherich*schen Ofen hat *Hotop* im letzten Jahrzehnt wieder aufgenommen, um minderwertige Brennmaterialien für die Tonindustrie zu verwerten. Hierbei war vor allen Dingen die Aufgabe zu lösen, den starken Wassergehalt, der sich in unseren deutschen Braunkohlen — bis zu 60 v. H. — befindet, vor dem Eintritt in den Einsatzraum aus dem erzeugten Gase auszuscheiden, was geschehen mußte, um den Kohlenstoff des Brennmaterials erheblich besser ausnutzen zu können und den Einsatz vor den schädigenden Einflüssen jener starken Wasserzuführung zu schützen. Diese Aufgabe wurde in genial einfacher Weise dadurch gelöst (s. Fig. 53), daß die in den Generatoren erzeugten Gase auf ihrem Wege nach dem Ofen vollständig abgekühlt wurden, wobei die Wasserdämpfe kondensierten und das Wasser ausschied. In wie weit diese Gasringöfen der Firma *Eckardt & Hotop* sich mit Erfolg einführen werden, läßt sich heute noch nicht übersehen, jedenfalls bedeuten

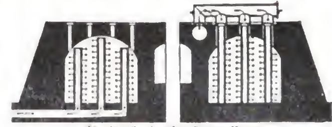


Fig. 53. Gasringofen (System Hotop).

sie für jene Gegenden, in denen minderwertige Brennstoffe in reichlichen Mengen vorliegen, einen großen Fortschritt.

Zum Schluß dieser Abhandlung seien noch kurz diejenigen Prozesse besprochen, die wir mit den Bezeichnungen Glasieren, Engobiren und Dämpfen einigen Tonwarengattungen angedeihen lassen, in erster Linie um sie zu verzieren, dann aber auch um ihre Oberfläche widerstandsfähiger gegen die Einflüsse der Witterung zu gestalten. Der Unterschied zwischen Engoben und Glasuren liegt hauptsächlich im Aussehen. Es ist bei ersteren meist erdig, bei letzteren dagegen mehr glänzend. Unter

Engoben versteht man im allgemeinen tonige Ueberzüge, die meist aus dem Ton der Ware selbst nur in besserer Vorbereitung, feinster Schlämmung, hergestellt, dem Aeußeren der Ware eine gleichmäßigere Färbung geben sollen. Will man der Ware, wie es besonders bei Dachziegeln häufig geschieht, eine andere Färbung geben, so verwendet man zu der Engobe entsprechende andersfarbig brennende Tone oder setzt ihnen Metalloxyde, die die gewünschte Farbe im Feuer geben, zu. Es sind das dieselben Metalloxyde, wie wir sie in Beziehung auf ihre Färbekraft bei den Glasuren besprechen werden. Jedenfalls muß aber die so hergestellte Engobe genau dieselben Schwindungsverhältnisse haben, wie die zu engobierende Masse, ebenso auch dieselbe Garbrandtemperatur, um mit dem Scherben der Grundmasse eine vollständig dauerhafte Verbindung eingehen zu können. Die Engobe wird meist auf dem in halbtrockenen (lederharten) Zustande befindlichen Formling aufgebraucht und mit ihm gebrannt.

Glasuren sind glasartige, glänzende, durchsichtige oder undurchsichtige Ueberzüge, die der Ware, hier den Verblendziegeln, Terrakotten und Dachziegeln, Glanz und bestimmte Färbung geben und ermöglichen sollen, daß das Wasser bei Schrägstellung der Ware rascher abläuft, wie bei Dachziegeln, Fensterbänken usw. In ihrer chemischen Zusammensetzung sind es kieselsaure Verbindungen verschiedener Basen.

Wir unterscheiden Blei- und Erdglasuren, die beide durchsichtig und undurchsichtig sein können. Die Bleiglasuren bestehen in ihrer einfachsten Zusammensetzung aus Bleioxyd, meist in Gestalt von Bleiglätte, reinem Quarzsand und einem möglichst reinen Ton, am besten reinem Caolin. Dieser dient dazu, der Glasur die erforderliche Elastizität zu verleihen, um die Schwindung der Grundmasse, des Scherbens, im Feuer, mitmachen zu können. Eine derartig hergestellte Glasur ist durchsichtig (transparent); soll sie die Farbe des Scherbens decken, undurchsichtig (opak) werden, so setzt man Zinnoxyd zu. Dieses hat die Eigenschaft, beim Glasieren auszuscheiden und so zwischen Scherben und Glasurfläche gewissermaßen eine Deckschicht zu geben. Um farbige Glasuren zu erzielen, setzt man der Bleiglasur andere Metalloxyde zu, und zwar Kobalt für Blau, Kupfer- oder Chromoxyd für Grün, Uran- oder Antimonoxyd für Gelb, Mangan für Violett und Braun, Eisen für Gelb und Rot, Nickel für Grau bis Braun. Diese Oxyde werden feingemahlen und der Glasur im Verhältnis von 1—4 v. H., je nach der gewünschten Intensivität der Farbe, roh zugesetzt. Die Bleiglasuren können durch Verstärkung oder Verminderung des Sand- und Tonzusatzes leicht für all die Brenntemperaturen passend gemacht werden, welche wir für die hier besprochenen Waren benötigen, damit Glasur und Scherben ein absolut festes Ganzes bilden und der Scherben, was unbedingt erforderlich ist, vollständig wetterfest gebrannt werden kann. Dagegen erfordern die Erdglasuren eine sehr hohe Temperatur zum Schmelzen, und werden sie deshalb nur für besondere Arten Dachziegel und Verblender, die ebenfalls sehr hohe Wärmegrade zum Garbrennen verlangen, verwendet. Die Erdglasuren enthalten keine Metalloxyde als Flußmittel, dafür aber Feld- oder Kalkspat oder ähnlich wirkende Mineralien. Auch stark eisenhaltige Tone (Lehme), die infolge des Eisengehaltes leicht schmelzen, werden als Glasur für entsprechend feuerfestere Ware benutzt, das Verhältnis muß dann so abgestimmt werden, daß jene Lehme genau in der Temperatur schmelzen, in der die Grundmasse garbrennt, sintert. Bei Herstellung von Tonrohren wird diese Art Glasur ebenfalls verwendet.

Die Herstellung der Glasuren muß mit besonderer Sorgfalt und Reinlichkeit ausgeführt und die einzelnen Teile in der Glasurmühle innig gemischt werden. Diese Mühle besteht aus einer eisernen mit Porzellan, Granit oder Quarzit ausgekleideten Trommel mit wagerechter Achse, in welche das zu vermahlende Gemenge und eine der Größe der Trommel entsprechende Zahl Flintsteine durch eine verschließbare Oeffnung eingebracht werden. Dann wird Wnsser zugegeben, ungefähr in dem Verhältnis daß $^2/_3$ des Trommelinhalts aus Glasurmenge und Flintsteine, $^1/_3$ aus Wasser besteht. Die Mahlung und Mischung findet dann durch energisches Drehen der Trommel statt. Nach dieser Arbeit wird die Glasur noch durch ein Roßhaarsieb durchgetrieben und erst dann in dünnen Lagen auf den Scherben gebracht.

Das Aufbrennen der Glasur findet meist in den schon früher besprochenen Muffelöfen statt. Sollen sie in Ring- oder sonstigen Oefen mit freiem Feuerzutritt gebrannt werden, so muß die glasierte Ware den direkten Einflüssen der Feuergase durch Einkastelung entzogen werden, weil

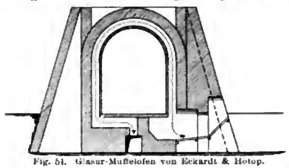


Fig. 54. Glasur-Muffelofen von Eckardt & Hotop.

die Feuergase meist Schwefelsäure usw. enthalten, die schädigend auf die Glasur einwirken. Sehr gut hat sich zum Aufbrennen von Glasuren der Muffelofen (Fig. 54) bewährt, welcher bei richtiger Beschickung nur erstklassige Ware ohne jeden Ausschuß liefern muß.

Die Hauptschwierigkeit der Glasurherstellung liegt darin, für Glasur und der zu glasierenden Ware den gleichen Ausdehnungskoeffizienten zu finden. Ist derjenige der Glasur kleiner, so entstehen nach dem Brande beim Abkühlen der Waren Absprengungen, da sich der Scherben stärker als die Glasur zusammenzieht; ist es umgekehrt, so entstehen Haarrisse in der Glasur, die auch beim zu raschen Abkühlen der Ware leicht auftreten.

Unter Dämpfen verstehen wir jenen Vorgang im Ofen, bei dem sich unter reduzierender Feuerwirkung bezw. starker Rauchentwicklung die Kohlenwasserstoffe in den Poren der glühenden Ziegel zersetzen, wobei das Eisenoxyd des Tones reduziert und gleichzeitig Kohlenstoff als graphitähnliche Masse in den Poren ausgeschieden wird. Die Folgen dieses Vorganges, dessen Wirkung durch Einführung von flüssigen Kohlenwasserstoffen, wie Teer oder

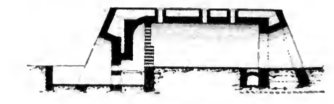


Fig. 55. Dämpfofen von Eckardt & Hotop

sogen. Dämpföle oder Erlen- bezw. Kiefernreisig in den glühenden Einsatz und dann dichten Abschluß des Ofens gegen Eindringen von Luft, auf das äußerste gesteigert wird, sind ein schieferblaues, mehr oder weniger silberglanzartiges Aussehen der eingesetzten Ware. Dieses Verfahren wird besonders am Niederrhein und in Holland geübt, um die so beliebten, silbergrauen Dachfalzziegel herzustellen. Zum Brennen nebst nachfolgendem Dämpfen wird ein Ofen ähnlich dem früher geschilderten *Casseler*-Ofen verwendet (Fig. 55). Hauptsache dabei ist, daß er möglichst rasch und durchaus dicht geschlossen werden kann, sobald das Dämpföl von oben durch die Kühllöcher im Gewölbe oder das Reisig auf den Rosten aufgegeben ist.

Die Burroughs Addiermaschine.[1])

Mit der im folgenden beschriebenen Maschine, deren Generalvertrieb für den Kontinent in den Händen der Firma *Glogowski* & *Co.* in Berlin liegt, ist es möglich, Zahlenreihen untereinander niederzuschreiben, diese selbsttätig zusammenzuzählen und am Ende die Summe anzugeben und einzuschreiben, ohne daß irgend eine Zwischenrechnung erforderlich wäre. Es ist ohne weiteres klar, von welcher Bedeutung ein derartiges Instrument für Banken, Geschäfte aller Art, Lohnbureaus usw. sein kann. Der Grundgedanke, nach dem es gebaut ist, ist sehr einfach; doch macht die Maschine durch die naturgemäß erforderliche Wiederholung einzelner Teile und durch Sondervorrichtungen, die ein richtiges Arbeiten selbst bei weniger sorgsamer Wartung und Bedienung gewährleisten, äußerlich einen recht verwickelten Eindruck, wie aus Fig. 1 deutlich hervorgehen dürfte.

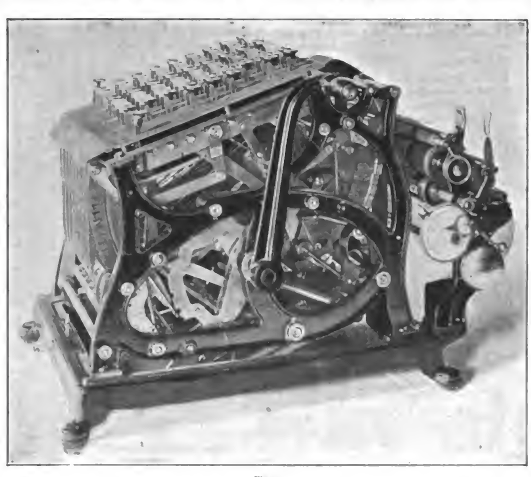


Fig. 1.

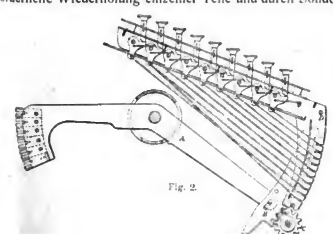


Fig. 2.

Die wesentlichen Elemente der Maschine zum Schreiben der einzelnen Zeichen derselben Zahlenreihe bestehen aus je einem Hebel *A* (Fig. 2), der sich um einen Zapfen drehen kann. Am linken Ende trägt er einen Satz Zahlen, von *0* bis *9*, der in Schlitzen gleiten kann und durch Federn zurückgehalten wird; am rechten Ende steht er mit dem Zahnkreissegment *B* in Verbindung, in das das Zahlenrad *C* eingreift. Jedoch kann dieser Eingriff auch aufgehoben werden. Das obere Ende des Zahnkreissegmentes gleitet zwischen zwei Führungsplatten *D*. In einen gekrümmten Schlitz, der in diese Platten eingeschnitten ist und konzentrisch zu dem Drehpunkte von *A* verläuft, faßt ein Ende jener gekrümmten Zahnstange *B*, während das andere an den Hebel *A* angelenkt ist, so daß sich also *B* zwischen den beiden Platten *D* nur in einem Kreise um den Zapfen von *A* bewegen kann. In die rechte Stirnfläche der Führungsplatten ist eine Anzahl Schlitze eingearbeitet und in diesen liegen die Enden einer Reihe von Drähten. Wird eine der angedeuteten Tasten

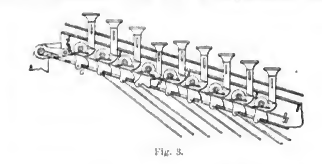


Fig. 3.

niedergedrückt, so wird der betr. Draht nach links gezogen und tritt so tief wie möglich in den Schlitz ein. Dann fängt sich aber an ihm ein Vorsprung, die Nase

[1]) Nach „Engineering", 3. Mai 1907.

rechts am oberen Ende der Zahnstange *B*, so daß deren Bewegung nach unten begrenzt ist. Infolge hiervon kann sich das linke Ende des Hebels *A* nur so weit heben, bis die der niedergedrückten Taste entsprechende Zahl in die zum Abdruck erforderliche Höhe gelangt ist. Dieser Abdruck wird mit Hilfe eines kleinen, durch Federkraft betätigten Hammers hervorgerufen, der von rechts gegen den betr. Klotz des schon oben erwähnten Zahlensatzes schlägt, so daß er gegen das Farbband und das dahinter liegende Papier trifft.

Derselbe Vorgang, welcher das Abwärtsgehen der Zahnstange *B* hervorruft, hebt auch ihren Eingriff in das Zahnrad *C* auf, so daß dieses während der Abwärtsbewegung von *B* keine Drehung ausführt. Ehe jedoch nach dem Abdruck die Zahnstange wieder nach oben geht, wird der Eingriff mit *C* wieder hergestellt und daher wird sich, wenn die Zahnstange zur Ruhe gekommen ist, das Rad *C* um so viele Zähne gedreht haben, als der ursprünglich niedergedrückten Taste entspricht. Setzt man nun eine genügende Zahl derartiger Räder nebeneinander und sorgt für sinngemäße Uebertragung der Bewegung des einen auf das andere, etwa in der Weise, wie das bei dem gewöhnlichen Hubzähler der Fall ist, so wird die Stellung der Räder jederzeit die Summe der nacheinander zu Papier gebrachten Zahlen angeben und es ist nur noch notwendig, durch eine besondere Anordnung zu erreichen, daß man den Summenwert unter die getrennten Posten auf das Papier drucken kann.

Dies wird mit Hilfe der „Summentaste" erreicht, die in Fig. 1 auf der vom Beschauer abliegenden Seite des Tastbrettes in der untersten Tastenreihe erkennbar ist. Die Einrichtung ist dabei so getroffen, daß keine andere Taste niedergedrückt werden kann, so lange das bei der „Summentaste" der Fall ist. Geschieht dieses aber, so wird dadurch der Eingriff der Zahlenräder *C* in die Zahnstangen *B* herbeigeführt, solange diese eine Bewegung nach unten ausführen. Nun tragen die Räder *C* Sperren, die ihre Rückwärtsdrehung über den Nullpunkt hinaus verhindern. Es wird daher, wenn ein Rad bei der Summierung z. B. auf Ziffer 5 steht, die zugehörige Zahnstange bei ihrem Abwärtsgange es fünf Zähne zurückdrehen, und sich dann nicht weiter abwärts bewegen können, genau als ob bei dem oben beschriebenen Vorgange der der Taste 5 entsprechende Draht in den Schlitz der Führungsplatten *D* hineingezogen wäre, d. h. also: das Ende des Hebels *A* wird in derjenigen Stellung sich befinden, bei der als Abdruck die Zahl 5 oder mit anderen Worten die Zahl auf dem Rade *C* zustande kommt. Gleichzeitig ist, wie beschrieben, dieses Rad selbst auf Null gestellt; jeder Abdruck einer Summe führt also eine Nullstellung der ganzen Maschine herbei oder bereitet sie zu neuer Arbeit ohne weiteres vor.

Während hiermit die Wirkungsweise des Apparates in ihren Grundzügen festgelegt ist, sollen im Folgenden die besonderen Einrichtungen geschildert werden, die das beschriebene Arbeiten der Maschine im einzelnen herbeiführen. Dieses wird durch zwei verschiedene Handgriffe bedingt. Der erste, das Niederdrücken der Tasten, führt den eigentlichen „Satz" herbei, der zweite, das Zurückschieben des auf Fig. 1 seitlich erkennbaren Handhebels, bringt den „Druck" der Zahlen auf dem Papier hervor, das auf dem hinteren Teile der Maschine auf Walzen aufgerollt gelagert ist. Durch den dann wieder erfolgenden Vorschub dieses Handhebels erfolgt die geschilderte Uebertragung der auf den niedergedrückten Tasten befindlichen Ziffern auf die Zahlenräder *C* und diese niedergedrückten Tasten werden frei und gehen in ihre gewöhnliche Lage zurück.

Das Niederdrücken einer Taste hat drei verschiedene Folgen: 1. zieht es den entsprechenden Draht wie geschildert in seinen Schlitz hinein, 2. verschließt es jede andere Taste derselben Reihe und 3. zieht es eine Falle zurück, welche sonst die Abwärtsbewegung des zugehörigen Zahnsegmentes *B* verhindern würde.

Auf welche Weise der Verschluß jeder anderen Taste derselben Reihe herbeigeführt wird, zeigt Fig. 3. Wie ersichtlich, ruht der Stift einer jeden Taste auf dem wagerecht liegenden Arme eines kleinen Winkelhebels, an dessen anderen, senkrechten Arm der mehr erwähnte Haltedraht befestigt ist. Wird die Taste niedergedrückt, so geht dieser senkrechte Arm nach links und nimmt, da er in einen Schlitz der Gleitplatte *G* faßt, diese mit, wie das bei *F* in Fig. 3 angedeutet ist. Dadurch kommt aber unter den Stift jeder Taste mit Ausnahme der niedergedrückten ein volles Stück der Platte *G* zu liegen, sodaß nun das Niederdrücken der anderen Tasten ausgeschlossen ist. Die Gleitplatte wird durch eine Feder ständig nach rechts gezogen und würde bei Nachlassen des Druckes auf die Taste sofort zurückschnellen, wenn sie nicht durch eine Sperre festgehalten wäre. Ist aber ein Posten abgedruckt, so hebt die dazu erforderliche Bewegung der Maschine im letzten Augenblicke diese Sperre auf, die Platte schnellt zurück und schiebt die niedergedrückte Taste in ihre gewöhnliche Lage zurück. Vorn an der Platte ist der Anschlag angebracht, der bei niedergedrückter Taste, also nach links geschobener Platte die

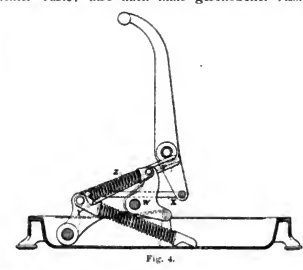


Fig. 4.

Abwärtsbewegung des Zahnsegmentes hindert, wie das oben schon hervorgehoben wurde.

In manchen Fällen ist es angenehm, eine Zahl verschiedene Male hintereinander wiederholen zu können, ohne den Satz erneuern zu müssen. Um dies zu erreichen, braucht man nur die besondere Taste rechts auf dem Tastenbrett (Fig. 1) niederzudrücken.

Dadurch wird das Oeffnen der Falle verhindert, welche beim Niederdrücken einer gewöhnlichen Taste die Gleitplatte *G* in ihrer nach rechts verschobenen Stellung festhält und infolgedessen bleiben alle etwa niedergedrückten Tasten unten. Eine derartige Einrichtung wird dadurch ermöglicht, daß fast alle Bewegungen der Maschine durch Federdruck herbeigeführt werden, nur sehr wenige durch den Druck der Finger selbst. Letzterer dient vielmehr hauptsächlich zur Auslösung der Sperren, Fallen und dergl. Die drei Folgen, welche das Niederdrücken einer Taste hervorruft sind damit erläutert.

Fig. 5.

Alle anderen Bewegungen werden durch Rückwärts-



schieben des seitlichen Handhebels und sein von selbst erfolgendes Wiedervorwärtsschnellen eingeleitet. Zunächst wird durch Bewegen dieses Hebels eine Reihe starker Federn in der Grundplatte der Maschine gespannt. Ihre Wirkung bei Erzeugung der einzelnen Bewegungen wird durch eine Puffereinrichtung beeinflußt, so daß für jeden Vorgang genügend Zeit bleibt. Gleichzeitig wird hierdurch die Maschine gegen unsachgemäße Behandlung geschützt, insbesondere dagegen, daß jemand bei ihrer Bedienung in dem Bestreben, so rasch als möglich zu arbeiten, durch zu schnelle Aufeinanderfolge der einzelnen Handgriffe Ursache zu Brüchen und Verbiegungen gibt. Ferner ist dafür Sorge getragen, daß die Bewegung des Handhebels stets in der richtigen Weise ausgeführt wird: eine in besonderer Art ausgebildete Sperre ist so mit ihm verbunden, daß der Hebel jedesmal ganz umgelegt werden muß, ehe ihm die selbständige Rückkehr in die normale Lage möglich ist; auch die durch Federkraft angetriebene wegung durch eine in Fig. 4 nicht dargestellte aber in Fig. 6 deutlich sichtbare Puffereinrichtung gedämpft.

Um das ebenfalls schon erwähnte Herausheben der Zahlenräder aus dem Eingriff mit den Zahnstangen zu ermöglichen, sind diese alle zusammen auf einem Balken befestigt der quer durch die ganze Maschine hindurch geht und sich um Zapfen drehen kann. Ist nun der Handhebel in seine äußerste Stellung umgelegt, so wird er selbsttätig verriegelt und kann nicht eher zurückgehen, als bis der Druck der Ziffern stattgefunden hat. Bei diesem Rückgange aber kommen die Zahlenräder wieder in Eingriff mit den Zahnstangen, diese gehen nach oben und drehen die Räder um so viel Zähne als die Zahl der Kerben beträgt, welche unter der vorher von dem Haltedraht gekennzeichneten Kerbe liegen. Die Uebertragungsvorrichtung von einem der Räder auf das andere besteht aus einem Nocken oder langen Zahne, der an das Zahlenrad C angeschlossen ist. Dieser dreht nicht wie beim Hubzähler

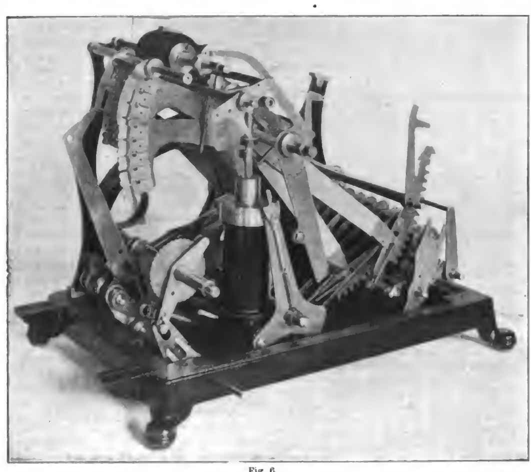


Fig. 6.

Hauptwelle der Maschine beginnt erst nach völliger Umlegung des Handhebels zu wirken und ein quer durch die ganze Maschine hindurchgehender Riegel macht jedes Niederdrücken einer Taste unmöglich, solange der Handhebel seine Ruhelage noch nicht erreicht hat.

Wenden wir uns zu der näheren Betrachtung der Fig. 4, so sieht man, daß der Handhebel mit Hilfe des Lenkers X auf den Hebel Y wirkt. Dieser wird durch vier starke, in die Grundplatte gehakte Federn nach der Vorderseite der Maschine (in Fig. 4 nach rechts) hingezogen und arbeitet unter Zwischenschaltung anderer Federn, z. B. Z, seinerseits auf den Winkelhebel W, der nun fast den ganzen Mechanismus in Bewegung setzt. Seine Drehung nach links findet wie geschildert einzig unter der Anspannung von Federn statt, die an Y befestigt sind. Der Rückhub nach rechts aber wird durch die Gabel V verursacht, die an Y angelenkt ist, d. h. also nach rückwärts treiben ihn die Federn zwischen Y und der Grundplatte der Maschine. Und in beiden Fällen wird die Be- unmittelbar das nächste Rad, sondern löst nur eine Klinke aus, welche, wenn keine derartige Uebertragung stattfindet, die Aufwärtsbewegung der folgenden Zahnstange hindert. Soll aber eine Uebertragung, z. B. vom Einer- auf das Zehner-Rad gemacht werden, so entfernt der an jenem befindliche Nocken eine Hemmung in der Bahn der Zehnerzahnstange und infolgedessen steigt beim Rückhube der Maschine die Zehner-Zahnstange über ihre gewöhnliche Lage bis zu einem Punkte empor, der der Größe der betr. Zähnezahl entspricht. Da aber die Zahnstangen beim Aufwärtsgange in Eingriff mit den Zahlenrädern sind, so dreht sich im obigen Falle das Zahnrad um einen Zahn mehr als es sonst getan haben würde.

Beim „Summenziehen" ist ja das Verhältnis der Zahlenräder zu den Stangen umgekehrt, d. h. sie bleiben im Eingriff beim Abwärtsgang der Stangen und werden vor deren Aufwärtsbewegung außer Eingriff gebracht. Da nun hierbei die Stangen bis zu einem Punkte herabfallen, wie er durch die Rückdrehung der Räder bis zur Nullstellung

bedingt ist, so ist es wichtig, daß die Stangen in ihrer gewöhnlichen Lage sind, ehe die Summe gezogen wird und es ist daher dafür gesorgt, daß, wenn irgend eine Stange sich infolge einer solchen Uebertragung auf das nächst höhere Rad in der hohen Lage befindet, eine Sperre in Tätigkeit tritt, die das Niederdrücken der Summentaste unmöglich macht. Führt man alsdann einen Leerhub der Maschine aus, so kehren die Stangen in die normale Lage zurück und die Summe kann gezogen werden. Ein solcher Leerhub hat gleichzeitig das Fortschreiten des Papierstreifens, auf den die einzelnen Posten aufgedruckt sind, zur Folge und so entsteht ein weißer Zwischenraum, der die Summe von den einzelnen Summanden trennt und sie dadurch in sehr zweckmäßiger Weise als solche kenntlich macht.

Wie bemerkt, erhebt sich bei der Uebertragung die betr. Zahnstange einen Zahn über ihre normale Stellung. Das ist möglich, da die Stange mit dem Hebel *A* durch einen Stift verbunden ist, der in einem Schlitze etwas hin und her gleiten kann (s. Fig. 2). Eine Feder sucht die Stange nach oben, den Stift also in die tiefste Lage im Schlitze zu treiben. Findet eine Uebertragung nicht statt, so nimmt der Hebel *A* beim Rückgange in seine normale Lage die Stange *B* mit, aber diese wird bei ihrer Aufwärtsbewegung durch die erwähnte Sperre aufgehalten, ehe der Hebel *A* seinen Hub vollendet hat. Dies führt er aus, indem er die Feder anspannt, die ihn mit *B* verbindet, und in seiner Ruhelage liegt dann der Stift in dem oberen Ende des Schlitzes. Wenn andererseits der lange Zahn an dem vorhergehenden Rade *C* das Hindernis auf dem Wege von *B* fortgeräumt hat, so bewegt sich *B* mit dem Hebel *A*, bis dieser seinen Hub vollendet hat und bei dessen Ruhelage liegt jetzt der Stift im unteren Teile des Schlitzes. Jeden dieser Hebel *A* zieht eine Feder auf der rechten Seite nach unten. Eine Stange, die quer durch die Maschine hindurchgeht, verhindert, daß irgend einer von diesen Hebeln nach oben geht, solange sie nicht durch Betätigung des mehrfach erwähnten Handhebels bei Seite geschoben ist. Geschieht dies aber, so wird jeder von den Hebeln, der durch das Niederdrücken einer Taste freigegeben ist, durch seine Feder nach unten gezogen, bis der mit der niedergedrückten Taste verbundene Haltedraht ihm in dieser Bewegung Einhalt gebietet. Beim Rückhub der Maschine kehrt die erwähnte Stange in ihre ursprüngliche Lage zurück und nimmt dabei alle Hebel wieder mit, die ihren Platz verändert haben und dann werden diese durch eine entsprechende Anzahl Fallen verschlossen, deren Lösung nur durch Niederdrücken einer der betr. Tasten erfolgt.

Die schwingenden Hebel *A* sind in wagerechter Richtung gekröpft, so daß ihre Buchstabenenden nur $^1/_8$ " von Mitte zu Mitte, die anderen Enden jedoch $^3/_8$ " voneinander abstehen. An den ersteren sind an einer Seite je fünf kleine Klötze angebracht, die sich in Schlitzen bewegen können und durch Federn gehalten und nach dem Drehpunkt des Hebels hingezogen werden. Jeder Klotz trägt zwei Ziffern, so daß die ganzen Zahlen von 0 bis 9 vorhanden sind, und eine Anzahl kleiner durch Federn betätigter Hämmer liegen neben den Hebeln, treiben, sobald sie freigegeben werden, den entsprechenden Klotz nach vorn und bringen so die eine der auf ihm befindlichen Zahlen zum Abdruck auf dem Papier. Wie diese Freigabe erfolgt, zeigt Fig. 5. Eine Anzahl Klinken *T* ist nebeneinander auf einem Zapfen gelagert, der selbst durch zwei Lenker getragen wird, die um den Mittelpunkt *R* schwingen. Werden diese Lenker vorgeschwungen, so kann die Klinke *T* hinter eine zweite Klinke *U* fassen, vorausgesetzt, daß das vordere Ende von *T* nicht am Einfallen in *U* gehindert wird. Ist nun der zu *T* gehörige Hebel *A* (Fig. 2) in seiner normalen Lage, d. h. also keine der zugehörigen Tasten niedergedrückt, so wird der Nocken *H* der Klinke *T* am Hochgehen durch die untere Seite des Hebels *A* gehindert und *T* kann nicht in die Klinke *U* einfallen. Es bleibt also bei der Rückwärtsbewegung des Rahmens, in den *T* eingebaut ist, *U* unberührt und das gleiche gilt dann auch von dem Klöppel *P*, ein Abdruck wird also nicht zustande kommen. Ist dagegen eine Taste in der Reihe niedergedrückt, welche der Klinke *T* entspricht, so bewegt sich ja der rechte Arm des Hebels *A* nach unten (Fig. 2), der Nocken *H* kann nach oben ausweichen, sobald der Rahmen von *T* sich vorwärts bewegt, *T* faßt dann hinter *U*, beim Rückhub wird *P* frei und schlägt durch die Wirkung seiner Feder mit der Walze *S* scharf gegen den Hammer.

Soll nun die Zahl 500 gedruckt werden, so ist es wünschenswert, daß sich die Nullen selbsttätig niederschreiben, ohne daß ein besonderer Satz mit Hilfe des Tastenbrettes für sie erforderlich ist. Um dies zu ermöglichen, hat der Schwanz *Q* der Klinke *U* in der Hunderterreihe auf seiner rechten Seite einen Vorsprung, der über den Schwanz der Klinke *U* für die Zehnerreihe hinausragt. Wird nun die Klinke *U* der Hunderter durch die zugehörige Klinke *T* erfaßt, so stößt ihr Schwanz *Q* denjenigen der Klinke *U* der Zehnerreihe hinunter und löst den entsprechenden Klöppel *P*. In gleicher Weise wirkt die *U*-Klinke der Zehnerreihe auf den Klöppel der Einerreihe und so wird in dem angegebenen Falle die Zahl 500 abgedruckt, obgleich nur eine Taste niedergedrückt ist.

F. Mbg.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Sicherheitsapparat gegen Drahtbruch. *(de Brey).* Die bekannten Einrichtungen, die beim Drahtbruch eine Hochspannungsleitung spannungslos machen oder entkuppeln sollen (Minimalausschalter, Drahtbruchrelais, geerdete Kontaktringe, Fangbügel und Sicherheitskupplungen) sind leider nicht unter allen Umständen zuverlässig. Ein Fangnetz mit genügend kleinen Maschen, welche die Leitung an wenigstens drei Seiten umfaßt, gibt zwar größere Sicherheit, aber die hohen Kosten fallen bei langen Strecken schwer ins Gewicht, und bei großer Schneebelastung kann das Fangnetz selbst eine Gefahrquelle werden.

Bei dem Sicherheitsapparat nach *Giraud*, einer selbsttätigen Kurzschlußeinrichtung, wird die beim Drahtbruch freiwerdende Spannkraft des Drahtes benutzt, um einen Hebel in Bewegung zu bringen, dessen gegabeltes Ende dann eine benachbarte Leitung umfaßt und so Kurzschluß herstellt. Der Leitungsdraht ist nicht direkt mit den Isolatoren, sondern mit den Hebelarmen verbunden, die ihrerseits drehbar an den Isolatoren befestigt sind. Schlägt der Hebel bei Drahtbruch gegen eine benachbarte Leitung, so macht ein in der Zentrale aufgestellter Maximal-Ausschalter die ganze Leitung stromlos. Nicht jeder Isolator braucht mit dem beschriebenen Apparat versehen zu werden; bindet man die Leitungen nicht zu fest, so genügt es bei jedem zweiten, dritten oder sogar vierten Isolator einen Apparat anzubringen. Die Ausschaltung findet so schnell statt, daß der Draht bei Bruch stromlos geworden ist, bevor er so weit heruntergefallen ist, daß er etwa unten vorbeigehende Menschen erreicht. Die Gelenke der Hebel haben von Rost wenig zu leiden, da die geringe Erzitterung der Isolatoren beim

Stromdurchgang genügt, sie davon frei zu halten. Bei der Einfachheit der Vorrichtung braucht man die Wirkung der Hebel höchstens einmal im Jahre durch einfaches Bewegen zu kontrollieren. Die Spannkraft des Drahtes ist so groß, daß sie auch, wenn die Gelenke sich bei Frost etwas festsetzen sollten, genügt um die Hebel zum Ausschlag zu bringen. Da der Hebel nur mit Gewalt zurückbewegt werden kann, ist es nicht möglich, die Leitung wieder einzuschalten, bevor der Kurzschluß von sachkundiger Hand beseitigt ist. (De Ingenieur 1907, S. 571 bis 573.) *Ky.*

Eisenbahnwesen.

Die **Akkumulatorwagen** der preußischen Staatseisenbahn für den Nahverkehr von Mainz haben 45 km Fahrgeschwindigkeit und eine Entladungsstrecke von 60 km. Hierzu wurden dreiachsige Wagen des Berliner Vorortsverkehrs umgebaut mit sechs Abteil dritter und ein Abteil zweiter Klasse. Die Führerstände sind ähnlich wie die Bremserhäuser hochgelegen. Die Batterie hat eine Kapazität von etwa 200 Amp./Std., besteht aus 180 Zellen und ist unter den aufklappbaren Sitzbänken angebracht. Am Führerstand sind Fahrschalter, Meßinstrumente, Ausschalter, Schalter für Beleuchtung und Signalgebung, ferner Handbremse und Sandstreuer angebracht. Die Sicherungen liegen unter dem Führerstande, die Widerstände auf dem Wagendach. Der Batteriestrom speist zwei Motoren mit je 25 PS Dauerleistung und sie treiben in Reihen oder Parallelschaltung mittels Zahnradübersetzung die Endachsen an. Der Achsdruck der letzteren ist 14, der der Mittelachse 10 t, das Wagengewicht demnach 38 t. Die Wagen haben Luftheizung mit Kohlenfeuerung. Als hörbare Streckensignale dienen zwei Huppen, welche von den Abteilen aus auch als Notsignal gebraucht werden können. Der Wagenführer ist durch ein elektrisches Läutwerk mit dem im hinteren Fahrraum befindlichen Schaffner verbunden, der im Notfall den Wagen ohne weiteres zum Anhalten bringen kann. (Elektr. Kraftbetriebe u. Bahnen 1907, S. 393—394.) *W.*

Komarek-Dampfwagen. Diese Dampfwagen verdanken ihren Erfolg der zweckmäßigen Bauart und guter Arbeitsausführung. Bei Probefahrten auf österreichischen Bahnen wurden sie allen anderen Systemen vorgezogen (siehe auch D. p. J., S. 478 bis 479 d. B.). Sie werden in verschiedener Ausführung geliefert, vom zweiachsigen Straßenbahnwagen bis zum fünfachsigen Wagen für Schmalspurbahnen.

Das Triebwerk der *Komarek*-Wagen ist ähnlich wie bei der Lokomotive angeordnet, ohne Zahnräder oder Vorgelege, alle Maschinenteile liegen außen, darum leicht zugänglich. Der Versuchswagen der österreichischen Staatsbahn hat eine Verbundmaschine, von welcher eine Achse des Wagens unmittelbar angetrieben wird. Die zweite nicht angetriebene Achse ist eine Vereinsachse. Der Kesseldampf von 13 at Ueberdruck wird überhitzt. Die Maschinenleistung wird auf 100 PS_e und 125 PS_i angegeben. An beiden Enden des Wagens sind Uebergänge für Anhängewagen vorgesehen. Die höchste Geschwindigkeit ist 60 km/Std.

Da der Wagen nicht gedreht werden soll, ist am Wagenende ein Führerstand vorgesehen. Eine besondere, mit einem Glockensignal verbundene Hebel- und Zeigereinrichtung dient zur Verständigung zwischen dem bei der Rückwärtsfahrt in diesem Führerstande befindlichen Wagenführer und dem beim Kessel bleibenden Maschinisten.

Wertvolle Beobachtungen über den wirtschaftlichen Nutzen kleiner Triebwagen haben die niederösterreichischen Landesbahnen gesammelt (s. untenstehende Zusammenstellung).

Bemerkenswert ist ein von *Komarek* gebauter Wagen für 760 mm Spurweite mit fünf Achsen, von denen zwei gekuppelt sind. Der Wagen soll große Lasten auf langen Steigungen befördern können. Das Maschinendrehgestell hat drei Achsen, vorn eine Laufachse mit großer seitlicher Verschiebung, hinten die Triebachse und in der Mitte die Kuppelachse. Die Achsdrücke betragen für die Laufachse 5,5, für die Trieb- und Kuppelachse 7,5 t. Die Maschine hat 240 mm Zylinderdurchm. und 300 mm Hub. Die normale Leistung ist 150 PS, die Zugkraft 2600 kg, größte Fahrgeschwindigkeit 40 km/Std. Zur Erzielung ruhigen Laufes sind die Blattfedern noch an Spiralfedern aufgehängt. (*Glaser*s Annalen für Gewerbe und Bauwesen 1907, Bd. 61, S. 21—27.) *W.*

Strecke	Gesamtgew. in t Triebwag. allein	Gesamtgew. in t mit Anhängewagen	Länge der Strecke km	Mittlere Leistung der Maschine in PS	Mittlere Fahrgeschwindigkeit km	Dampfüberdruck in at	Verbrauch für 1 km Kohlen kg	Verbrauch für 1 km Wasser l
St. Pölten-Kirchberg	9,6	16,3	29,5	27	26	16	1,68	15
Gmund-Langschlag	8,8	—	36,5	23	26	20	1,98	17
Gänserndorf-Gaunersdorf	21,8	56,8	22,6	56	20—48	—	3,7	39
Gänserndorf-Mutzen	21,8	84,7	8	86	32—21	—	4,6	40
Kornneuburg-Ernstbrunn	27,3	58,8	30	71	30	13	4,35	37

Einphasen-Wechselstrombahnen. (*Shelton.*) Zwischen *Fort Wayne* und *Decatur* ist eine 34,5 km lange elektrische Bahn im Betrieb, deren Fahrzeuge unmittelbar mit einphasigem Wechselstrom von 6600 Volt und 25 Perioden gespeist werden. Die hierbei benutzte Fahrleitung ist alle drei Meter mit 180 bis 460 mm langen Zwischendrähten an einem Tragseil aufgehängt. Dieses ist auf Auslegermasten mittels dreifacher Glockenisolatoren gelagert. In Kurven wird der nach innen gerichtete Fahrleitungszug durch kurze Spanndrähte aufgenommen, die an unter den Auslegern sitzenden Isolatoren befestigt sind. Bemerkenswert ist, daß die Spannung von 6600 Volt in den Maschinen des Kraftwerkes unmittelbar also ohne Verwendung von Transformatoren erzeugt wird. Die 16 m langen, mit drei Abteilen versehenen Personenwagen sind mit vier je 75 PS-Motoren ausgerüstet. Die Wagen laufen auf *Baldwin*-Drehgestellen mit 2 m Radstand. Die Regelung der Motoren geschieht mittels der *Westinghouse*-Druckluftsteuerung. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 736—737.) *Pr.*

Eisenbeton.

Dehnungsfähigkeit des Eisenbetons. (*Bach.*) *Considère* hatte aus seinen Versuchen im Jahre 1898 geschlossen, daß durch die Einlage von Eisenstäben die Dehnungsfähigkeit des Betons bis zu ihrem 20fachen Werte gesteigert wird. *Bach* hat diese Folgerung in Zweifel gezogen. Die Biegeversuche *Kleinlogels* (1902), welche von *Bach* veranlaßt wurden, zeigten, daß die Dehnungsfähigkeit des Betons durch die Einlage von Eisenstäben höchstens bis zu dem doppelten Werte wächst. *Rudeloff*s Zugversuche im Materialprüfungsamt in Groß-Lichterfelde (1904) zeigten dagegen, daß die Bruchdehnung des Eisenbetons sogar etwas geringer war, als diejenige des reinen Betons. Neuere Versuche von *Considère* in Paris und von *Schüle* in Zürich (1906) ergaben wieder eine größere Dehnungsfähigkeit.

Um diese Widersprüche aufzuklären, hat *Bach* 107 Probekörper mit und ohne Eiseneinlagen untersucht.

Die Probekörper lassen sich in folgende Klassen einteilen:

1. Zugstäbe aus reinem Beton,
2. Betonträger ohne Eiseneinlage,
3. Betonträger mit einer Eiseneinlage,
4. Betonträger mit mehreren Eiseneinlagen.

Die Zugstäbe hatten einen quadratischen Querschnitt von 20/20 an Seitenlänge. Die Betonträger waren 30 cm hoch und 15—30 cm breit. Außerdem waren einige Plattenbalken darunter von 50 cm Höhe und 20 cm Breite. Die Betonmischung bestand aus 1 R. T. Zement, 4 R. T. Sand und Kies (3 : 2). Der Wasserzusatz betrug 15 v. H.

Die meisten dieser Probekörper waren auf feuchtem Sand gelagert und mit nassen Säcken bedeckt, nur zwei derselben waren an der Luft und zwei andere unter Wasser gelagert.

Fünf Probekörper hatten eine Mischung 1 : 3. Von diesen hatten vier Betonträger eine Einlage von Eisenblech mit Ausfräsungen. Dieselben waren teils in feuchtem Sand und teils unter Wasser gelagert. Das Alter der meisten Probekörper war 6—8 Monate.

Die Versuche an Proben ohne Eiseneinlage und mit Einlagen von Rundeisen ergaben folgende Werte:

Art der Beanspruchung	Art der Erhärtung	Anzahl der Eiseneinlagen	Dehnung in mm auf 1 m Länge	
			Bei Eintritt des ersten Wasserflecks[1]	Vor Eintritt des ersten Zugrisses
Zug	Auf feuchtem Sande, mit nassen Säcken bedeckt	ohne	—	0,065—0,09
Biegung		ohne	0,08	0,125
		1	0,06—0,10	0,123—0,176
		3 u. 5	0,06—0,10	0,164—0,276
	An der Luft	1	—	0,097
	Unter Wasser	1	—	0,205

Die größte Dehnung war bei den Betonträgern mit einer Einlage von gelochtem Blech vorhanden. Die auf feuchtem Sand gelagerten Probekörper hatten 0,324 mm und die unter Wasser erhärteten 0,367 mm Dehnung vor dem Eintreten des ersten Risses.

Aus den Versuchsergebnissen folgt, daß die Dehnungsfähigkeit des Betons im gebogenen Balken bis zum Eintritt der ersten Wasserflecke, die eine Lockerung des Betongefüges zu erkennen geben, die gleiche ist wie beim reinen Zugversuch. Unterschiede zwischen beiden erklärt *Bach* wie folgt:

1. Die Dehnungsfähigkeit des Betons auf Biegung beanspruchten Betonbalken ohne Eiseneinlage kann größer sein als in einem Beton-Zugkörper ohne Eiseneinlage, weil in letzterem alle Querschnitte an allen Stellen gleich stark auf Zug beansprucht sind, während im Biegebalken nur die äußersten Schichten am stärksten gezogen sind. Sobald eine Lockerung des Gefüges eintritt, erfolgt beim Zugversuch der Bruch, während beim Biegeversuch die am stärksten beanspruchte Schicht durch die weniger stark beanspruchte entlastet und das Entstehen der Risse hierdurch hinausgeschoben wird.

2. Die Eiseneinlagen in den Eisenbetonträgern entlasten ebenfalls die am stärksten gezogenen Betonfasern; am stärksten ist die Einwirkung der Eiseneinlagen auf die benachbarten Fasern. Je mehr die Eisenstäbe im Betonträger auf der Zugseite verteilt sind, desto länger wird die Rißbildung hinausgeschoben. Die beobachtete Dehnungsfähigkeit der Betonträger übersteigt aber nicht den zwei- bis dreifachen Wert der bei reinen Betonzugkörpern beobachteten Bruchdehnung bei feuchter Lagerung der Probekörper.

3. Von großem Einfluß auf die beobachtete Dehnungsfähigkeit ist die Lagerung der Eisenbetonträger.

Betonträger, die unter Wasser erhärten oder wenigstens feucht gehalten werden, vergrößern ihr Volumen. Daher erhalten die Eiseneinlagen zusätzliche Zugspannungen, welche zur Herstellung des Gleichgewichtes in dem Beton Druckspannungen erzeugen. Diese werden am Eisen am größten und nehmen mit wachsendem Abstande davon ab.

Die Dehnungen des Betons unter der Belastung, die bis zu dem Augenblick gemessen werden, bei welchem diese zusätzlichen Druckspannungen Null sind, kommen für das Maß der Dehnungsfähigkeit nicht in Frage und sind daher von dem Ergebnis der Endmessung abzuziehen. Wird dagegen der Eisenbetonbalken an der Luft aufbewahrt, ohne feucht gehalten zu werden, so zieht sich der Beton zusammen. Hierbei erfährt das Eisen eine zusätzliche Druckspannung, welche im Beton zur Herstellung des Gleichgewichtes Zugspannungen hervorruft, die wieder in der Nähe der Eiseneinlagen am größten sind. Es wird also bei Erhärtung der Eisenbetonbalken an der Luft bereits durch die Anfangsspannungen ein Teil der Dehnungsfähigkeit aufgezehrt. Daher muß die vor dem Eintritt der Risse gemessene Dehnung geringer ausfallen, als bei feucht gehaltenen Eisenbetonkörpern oder sogar reinen Betonkörpern.

Hierdurch sind die kleinen Dehnungswerte zu erklären, welche von *Rudeloff* gefunden wurden. (Z. d. V. D. I. 1907, Bd. 51, S. 1027—1032.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Hebezeuge.

Hochbau-Mastenkran. (*Koehler.*) Der von *W. S. Voß* in Berlin ausgeführte Kran besteht aus den drei Hauptteilen: Führungsgerüst, Kranmast mit Ausleger und Hubwinde. Das Gerüst, das am Bauplatz entlang führt, setzt sich aus einer Anzahl Felder von 10—13 m Weite und 10 m Höhe zusammen; als Stiele dienen je ein ⊏- und L-Eisen N.-P. 18 bezw. 6/10, als Schrägen Rundstangen von 20 mm Durchm. mit Spannschlössern; der Obergurt besteht aus einem Differdinger *Grey*-Täger N.-P. 20 B mit wagerechtem Steg und senkrechten Flanschen. Die einzelnen Fachwerkteile werden mit Hilfe von Knotenblechen miteinander verschraubt, so daß das Gerüst in kurzer Zeit aufgerichtet und auseinander genommen werden kann. Die nötige Standsicherheit wird durch schräge Streben erzielt, die von den Stielen her in den Keller des Gebäudes gezogen und hier verankert werden, und deren Lage sich so wählen läßt, daß sie durch spätere Tür- oder Fensteröffnungen gehen. Das Gerüst wird in 2 m Abstand von der Fluchtebene errichtet; der Ausleger hat 3,1 m Armlänge.

Der Kranmast ist ein vierseitiges Fachwerk von 1,2 m Seitenlänge mit Eckwinkeln und Schrägsteifen; sein Fuß stützt sich mit einem Laufrad auf eine Eisenbahnschiene, welche längs des Gebäudes auf einer hölzernen Langschwelle verlegt ist. Das Kippen des Mastes in einer zur Hausfront senkrechten Ebene wird durch Rollen verhindert, welche sich an dem *Grey*-Träger des Führungsgerüstes entlang bewegen. Die größte Querkraft bei voller Belastung und größtem Winddruck beträgt 1600 kg. Die lotrechte Maststellung in der Ebene des Gerüstes wird durch zwei Spannseile gewahrt, die von einem Ende des *Grey*-Trägers zum Mast, nach rechtwinkliger Ablenkung durch eine Rolle an demselben entlang über eine andere Rolle am Kranfuß zum entgegengesetzten Ende der Fahrschiene laufen. Die Zugkraft in den Spannseilen beträgt 1600 kg. Sollte ein Seil reißen, so klemmt eine Sicherheitsvorrichtung den Mast am *Grey*-Träger fest.

Der um 300° drehbare Ausleger ist für 3000 kg Normallast eingerichtet. Ersetzt man die einrollige Flasche durch ein Hakengehänge mit zwei Rollen und bringt man am Unterarm des Schwenkarmes eine Ausgleichrolle an, so lassen sich Lasten von 6000 kg mit halber Ausladung heben.

Eine in 8 m Höhe angebaute Plattform dient zur Aufstellung der Winde und als Standort für den Kranführer. Von hier aus wird auch der Kranmast vor der Gebäudefront verschoben, indem die Fußrolle mittels eines Kettenzuges gedreht wird. Das Eigengewicht des Mastes beträgt 3600 kg, dasjenige des Gerüstes 3900 kg für 35 m Fassadenlänge. Die Verengung der Straßen durch die Krananlage ist nur 3 m; über Laternen

[1]) s. D. p. J. S. 340 ff. d. Bandes.

Straßenbahnmasten usw. führt die Bühne frei hinweg. Die Leihkosten stellen sich für eine Benutzungsdauer von drei bis vier Monaten auf 2.5 bis 3 M. auf 1 qm Fassade. (Zeitschrift d. V. deutscher Ing. 1907, S. 1189—1191.) *Ky.*

Lokomotivbau.

Zucken der Lokomotive. Ist m die Masse der wagrecht hin und her bewegten Triebwerksgewichte einer Seite, Mi die übrige Masse der Lokomotive mit Tender, so ergibt sich die Größe des beim Zucken der Lokomotive zurückgelegten relativen Weges als Höchstwert zu:

$$s = \frac{2\,m}{Mi}\,h\,k,$$

dabei ist

$$k = \sin 45^0 \left(1 + \tfrac{1}{3}\,\frac{r}{R}\,\lambda\,\pi\right),$$

worin λ das Verhältnis der Kurbellänge (r) zur Stangenlänge (l) bedeutet. R ist der Triebradradius, h der Kolbenhub. *v. Borries* hat für das Zucken der Lokomotive folgende Formel gefunden:

$$s = 2\,\frac{Wn}{Q}\,h \sin 45^0,$$

wobei Wn das nicht ausgeglichene Gewicht des Triebwerkes einer Seite, Q das Lokomotivgewicht mit Tender bedeutet. *v. Borries* setzt dabei mit zulässiger Annäherung für „Mi" die ganze Masse der Lokomotive ein und vernachlässigt auch den Einfluß der endlichen Länge der Triebstangen.

Bei den neuen $^2/_4$gekuppelten Heißdampf-Zwillingslokomotiven der preußischen Staatsbahn mit 2100 mm Triebraddurchmesser sind die sich drehenden Gewichte ganz, die wagerecht bewegten Triebwerksmassen nicht durch Gegengewichte ausgeglichen. Für diese Lokomotiven berechnet sich die Größe der Zuckbewegung zu $s = 2{,}9$ mm nach obiger Formel. Die Gleichung *v. Borries* gibt dafür einen etwas kleineren Wert.

Für Lokomotiven mit vollständigem Massenausgleich ergibt sich für die Zuckbewegung

$$s = \frac{\pi}{16}\,\frac{A}{M}\,\frac{R}{V^2}.$$

A ist hier die Zunahme der lebendigen Kraft — Arbeitsüberschuß — und wird aus dem Tangentialkraftdiagramm gefunden. M ist die Masse der Lokomotive mit Tender, V ihre Fahrgeschwindigkeit, R, wie früher, der Triebrad-Radius.

Vergleicht man diese Gleichung mit der ersten, so fällt ein wesentlicher Unterschied zwischen dem Zucken einer Lokomotive infolge der unausgeglichenen Triebwerksgewichte und dem Zucken infolge der ungleichförmigen Zugkraft auf. Der Weg der Zuckbewegung erster Art ist unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit, beim zweiten Fall nimmt derselbe mit zunehmender Geschwindigkeit rasch ab, so daß er bei genügend hoher Geschwindigkeit wirkungslos bleibt. Bei niedriger Geschwindigkeit kann derselbe recht wohl eine Größe annehmen, die das Schwingen der Lokomotive nach vorn und hinten erkennen läßt, besonders beim Anfahren. Bei hohen Geschwindigkeiten der Lokomotive kann nur das Zucken der Lokomotive infolge der Massenkräfte in Frage kommen.

Die Untersuchung des Verfassers hat ergeben, daß die Zuckbewegung selbst bei ganz unausgeglichenen hin und her gehenden Triebwerksgewichten so gering ist, daß die Bewegung als solche kaum als störend empfunden werden kann. Durch dieses Zucken entstehen aber in der Lokomotive Vibrationen, welche für die vielen, nicht vollkommen starr verbundenen Teile der Lokomotive nachteilig sind. (*Glasers* Annalen f. Gewerbe u. Bauwesen 1907, Bd. 61, S. 28—32.) *W.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Motorwagen. Für Nebenbahnen, wo schneller und häufiger Zugverkehr mit Dampflokomotiven nicht ohne Verluste aufrecht erhalten werden kann, hat die *„Union Pacific Railroad"* Wagen mit Oelmotoren-Antrieb eingeführt.

Durch eine 200 PS-Maschine kann der Wagen innerhalb sechs Wagenlängen seine Höchstgeschwindigkeit von 90 km/Std. erreichen. Der Bremsweg beträgt bei dieser Geschwindigkeit nur 37 m. Die Wagen sind ganz aus Stahl gebaut, werden durch das abfließende heiße Kühlwasser des Motors geheizt und haben Acetylenbeleuchtung. Der Boden des Wagens kann aus sanitären Gründen leicht mit heißem Wasser gereinigt werden. Die Betriebskosten eines solchen Wagens sind 26 bis 52 Pfg. f. d. km. (Scientific American 1907, Vol. 97, S. 23.) *W.*

Luftdruckbremsen. (*Schörling.*) Genaue Beobachtungen der Luftdruckbremsen bei der Straßenbahn in *Hannover* haben ergeben, daß die jährlichen Unterhaltungskosten M. 94,49 für den Motorwagen und M. 3,34 für den Anhängewagen betragen. Die Revisionen wurden hierbei in einem Abstand von etwa fünf Monaten vorgenommen. Seit Einführung der Luftdruckbremse hat sich ein stärkerer Verschleiß der Bremsklötze und Radreifen bemerkbar gemacht, der wohl auf die Neigung der Führer zurückzuführen ist, unter Verlaß auf die gutwirkenden Bremsen schneller zu fahren. Der hierbei gleichzeitig auftretende größere Stromverbrauch wird daher zweckmäßig durch Einbau von Zählern überwacht.

Der elektrischen Bremse (Solenoidbremse) wirft der Verfasser als Nachteil vor, daß sie bei langsamer Fahrt nicht sicher anspricht und die Verwendung von mehr als zwei Anhängewagen nur schlecht zuläßt. Das Anbremsen der Wagen bei gewöhnlicher Fahrt findet sowohl bei Luftdruck- als auch bei elektrischen Bremsen in gleicher Weise stoßfrei statt, sofern die Bauart richtig ist und das Anstellen geschickt bewirkt wird.

Der Verfasser empfiehlt für schwere Betriebe (große Fahrgeschwindigkeiten, mehr als zwei Anhänger) unbekümmert um die höheren Kosten die Luftdruckbremse zu verwenden; er hält jedoch für leichtere Betriebe die Solenoidbremse für ausreichend. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 369 bis 370.) *Pr.*

Wasserbau.

Schleusentor. Die trapezförmigen Schleusentore in Zeebrugge bestehen aus 4,5 m dicken und 12,7 m hohen Caissons, deren Oberkante 24,49 m und deren Unterkante 20,68 m lang ist. Jedes Tor ist durch ein wagerechtes Querschott in zwei übereinander gelegene Abteilungen getrennt, von denen die untere als wasserdichter Behälter ausgebildet und stetig gefüllt ist. Die obere Abteilung ist so eingerichtet, daß das höher stehende Wasser, sei es von der Kanal- oder von der Seeseite, frei eintreten kann. Dadurch bleibt die durch das Schleusentor verdrängte Wassermenge immer gleich und ändert sich auch die Belastung der Laufräder nicht. Die Ballastfüllung des unteren Behälters braucht also nur ein für allemal der gewünschten Belastung gemäß eingestellt zu werden. Im vorliegenden Fall beträgt die Belastung der acht Laufräder mit 1 m Durchm. 50 t. Die Lager der Laufachsen sind durch einen senkrechten Schacht im Tor zugänglich, aus dem das Wasser zuerst mittels Preßluft verdrängt werden muß, was jedoch ohne Unterbrechung der Torbewegung geschieht.

Zum Oeffnen werden die Schleusentore seitwärts in ausgesparte Kammern gezogen mit Hilfe eines 20 KW-Elektromotors. Wasserdichter Abschluß wird an der Schwelle und an den geführten Seiten durch Holzauflagen erreicht, die etwas konisch gegen die Wände abschließen. Das Reinigen der Schwelle erfolgt bei Ebbe durch drei kräftige Wasserströme, die aus Ventilen zugelassen werden. Sollte dies nicht immer genügen, so kann man durch die oben erwähnten Schächte hinabsteigen. Auch in Antwerpen und Le Hâvre werden Schleusentore gleicher Bauart ausgeführt. (The Engineer 1907, Bd. II, S. 79—80.) *Ky.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraft-Elektrizitätswerk der Huronian Company in High Falls, Ontario. Das vorläufig für 2 × 2000 KW be-

messene, später auf die doppelte Leistung auszubauende Elektrizitätswerk nutzt die 20,7 m hohen Stromschnellen des Spanish River bei High Falls aus. Die äußeren Umstände waren freilich der Anlage eines Wasserkraftwerkes an dieser Stelle keineswegs günstig. Etwa 9,6 km oberhalb des Maschinenhauses, gerade am Beginn der Stromschnellen, wird der Flußlauf durch eine Anzahl von Felsblöcken und eine Insel in einen breiteren westlichen und einen schmäleren östlichen Teil zerlegt. Um die ganze Wassermenge für das Kraftwerk verfügbar zu machen, mußten daher im ganzen sieben Staudämme mit zwei großen Schleusen angelegt werden, eine Arbeit, die trotz des strengen Winters im Jahre 1904/05 glücklich zu Ende geführt worden ist. Diese ausgedehnten Dammanlagen ermöglichten dafür eine Erhöhung des Nutzgefälles auf etwa 20 m und verhinderte die Bildung von Grundeis, da die früher aus dem Wasser emporragenden Felsen zum größten Teil überflutet worden sind. Das bereits fertiggestellte Maschinenhaus enthält zwei Maschinengruppen, bestehend aus wagerechten Doppelturbinen von 3550 PS-Leistung mit selbsttätigen, vom Schaltbrett aus zu betätigenden *Sturgess*-Regulatoren und unmittelbar damit gekuppelten 2500 KW-Drehstromerzeugern von 2400 Volt Spannung. Der erzeugte Strom wird in sechs Transformatoren von je 667 KW Leistung umgeformt und mit 35 000 Volt Spannung 46,5 km weit fortgeleitet. (Engineering News, 19. Juli 1907, S. 49—51.) *H.*

Bücherschau.

Technische Anwendungen der physikalischen Chemie. Von Dr. *Kurt Arndt*, Privatdozent an der Technischen Hochschule zu Berlin. Berlin, 1907. Mayer & Müller.

Verfasser hat es sich zur Aufgabe gemacht, dem Leser an ausgewählten Beispielen die wichtigsten Gesetze der physikalischen Chemie in ihrer Anwendung vorzuführen.

Auf die genaue Ableitung und Begründung wird nur kurz hingewiesen. Besonderer Wert ist auf die Beschreibung der Versuche gelegt, „damit die von den Forschern eingeschlagenen Wege und die Genauigkeit oder Ungenauigkeit ihrer Ergebnisse dem Leser klar werden.“ Das Buch ist in 13 Kapitel geteilt.

Ein Zusammenhang zwischen den einzelnen Kapiteln besteht nicht.

Kapitel I. Die Bildung von Stickoxyd aus der Luft.
„ II. Generatorgas, Gichtgase, Wassergas.
„ III. Kantaktschwefelsäure, Ammoniak, Ozon.
„ IV. Reaktionsbeschleuniger.
„ V. Verdampfen und Verdichten.
„ VI. Schmelzen und Erstarren.
„ VII. Mehrgestaltigkeit im festen Zustande.
„ VIII. Lösungen.
„ IX. Legierungen.
„ X. Lösungen mehrerer Salze.
„ XI. Kolloidale Lösungen.
„ XII. Zersetzungsdrucke.
„ XIII. Die Messung hoher Temperaturen.

Jedes Kapitel ist in sich abgeschlossen und gibt dem Leser ein klares abgerundetes Bild von dem derzeitigen Stande unseres Wissens auf dem jeweiligen Gebiet. Das Buch wird namentlich Studierenden ein wertvoller Wegweiser beim Studium sein.

Bauer.

Nowack, A. Der Eisenbetonbau bei den neuen, von der k. k. Eisenbahnbaudirektion ausgeführten Bahnlinien Oesterreichs. Berlin 1907. Wilhelm Ernst & Sohn.

Das vorliegende Buch ist eine Erweiterung der vom Verfasser in der Zeitschrift „Beton und Eisen“ veröffentlichten Beschreibungen von Eisenbetonbauten, welche auf den österreichischen Bahnen in den letzten Jahren ausgeführt sind.

In demselben wird der Bau von Gründungen, Stützmauern, Eisenbahnbrücken, Straßen-, Balken- und Bogenbrücken, einer Steinschlagschutzgallerie, einer Dückeranlage und eines Wasserturmes beschrieben.

Bei den meisten Beispielen ist die genaue statische Berechnung, die Konstruktion und die Ausführung eingehend beschrieben und durch zahlreiche Aufnahmen und Konstruktionszeichnungen erläutert, so daß dieselben als Musterbeispiele verwendet werden können.

Obgleich die statische Berechnung in der Form etwas von den preußischen Bestimmungen abweicht, so ist es dennoch leicht, sich in dieselbe einzuarbeiten, weil ihre Anordnung sehr übersichtlich ist. Besonders wichtig ist die Zusammenstellung der Vorschriften, Normalien und Typenblätter für die Ausführung von Eisenbetonüberbauten, welche eiserne Eisenbahnbrücken bis 10,00 m Spannweite ersetzen sollen. Bis 1,5 m Lichtweite sind Eisenbetonplatten, bis 10,00 m Lichtweite sind Plattenbalken vorgesehen. Für die verschiedenen Lichtweiten sind die erforderlichen Querschnittsabmessungen des Betons, die Eiseneinlagen der Zug- und Druckzone und die notwendigen Mittel zur Sicherung des Verbundes zusammengestellt. Als Verkehrsbelastung wird ein Lastenzug von 16 t Achslast in 1,4 m Entfernung angenommen. Die Spannungen sind im Eisen zu (750 — 4 L) kg/qcm, im Beton zu 35—24 kg/qcm, wobei die Beanspruchung mit zunehmender Spannweite kleiner wird, festgesetzt. Die Schub- und Haftspannungen sollen das Maß von 4,5 kg/qcm nicht überschreiten. Das Verhältnis der Elastizitätsmaße von Eisen und Beton ist zu 15 anzunehmen und die Betonzugspannungen sind zu vernachlässigen

Diese Bestimmungen haben deshalb besonderes Interesse, weil die preußischen Bestimmungen der Kgl. Eisenbahndirektion Berlin erheblich strenger sind und u. a. auch den Nachweis der Betonzugspannungen vorschreiben, wodurch der Bau von Plattenbalken für Eisenbahnzwecke sehr verteuert wird.

Da die Einführung derartiger Eisenbetonbauten im Bereich der preußischen Eisenbahnverwaltung noch im Anfangsstadium begriffen ist, so ist die Veröffentlichung *Nowacks* sehr zeitgemäß und geeignet, aufklärend zu wirken, weil vor allem wirklich ausgeführtes Material geboten wird. Die Ausstattung des Buches ist vorzüglich.

Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Ausführliches Handbuch der Eisenhüttenkunde. Gewinnung und Verarbeitung des Eisens in theoretischer und praktischer Beziehung unter besonderer Berücksichtigung der deutschen Verhältnisse vou Dr. *Hermann Wedding*, Königl. preußischer geheimer Bergrat und Professor an der Bergakademie und der Technischen Hochschule zu Berlin. Zweite, vollkommen umgearbeitete Auflage von des Verfassers Bearbeitung von Dr. *John Percys* Metallurgie of iron and steel. In vier Bänden. Mit zahlreichen Holzstichen, phototypischen Abb. und Tafeln. Vierter Band. Die Gewinnung des Eisens aus den Erzen. (Fortsetzung.) Erste Lieferung. (Zweites Buch: Die Rennarbeiten.) Braunschweig 1907. Friedrich Vieweg & Sohn. Preis geh. M. 8,—.

Aus Natur und Geisteswelt. Sammlung wissenschaftlich gemeinverständlicher Darstellungen. 127. Bändchen. Aus dem amerikanischen Wirtschaftsleben. Von *J. Laurence Laughlin*, Hauptprofessor der Nationalökonomie an der Universität Chicago. Mit 9 graphischen Darstellungen. Leipzig 1907. B. G. Teubner. Preis geb. M. 1,25.

Deutscher Camera Almanach. Jahrbuch der Amateurphotographie. Unter Mitwirkung von bewährten Praktikern herausgegeben von *Fritz Löscher*. III. Jahrgang 1907. Mit einem farbigen Kunstblatt, 46 Vollbildern und 127 Abb. Berlin. Gustav Schmidt (vorm. Robert Oppenheim).

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 36. Berlin, 7. September 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Der Temperley-Verlader.

Von Regierungsbaumeister **Stephan**.

Zur Entladung von Massengütern aus Schiffen auf Stapelplätze oder dergl. wurde als erste Sonderkonstruktion der *Hunt*sche Elevator von *J. Pohlig* in Köln eingeführt, oft in Verbindung mit einer selbsttätigen Bahn: Der im Schiff gefüllte Kübel wird am Ende eines feststehenden und schräg ansteigenden Auslegers in die Höhe gehoben, dann daran entlang bewegt und in einen Behälter entleert, von wo aus der Weitertransport durch besondere Vorrichtungen stattfindet. Später ging man dazu über, denselben Kübel gleich landeinwärts auf den Stapelplatz zu befördern mit Hilfe der sog. Hochbahnkrane. Sie werden jetzt vielfach benutzt, und eine Reihe erster Firmen beschäftigt sich mit ihrem Bau; trotzdem schrecken oft die hohen Beschaffungskosten von der Anlegung ab.

Eine billigere Vorrichtung, die in vielen Fällen etwa dasselbe leistet und unter den verschiedensten Bedingungen Verwendung finden kann, ist der *Temperley*-Verlader,[1]) der im folgenden eingehender beschrieben werden soll.[2])

Er besteht im wesentlichen aus einer I-Schiene, auf deren unterem Flansch eine Laufkatze läuft. Ihre Bewegung und das Heben der Last erfolgt durch dasselbe Seil von einer im Unterbau des die Laufschiene tragenden Gerüstes oder sonst an geeigneter Stelle angeordneten Winde aus.

Den Gesamtaufbau für einfache Verhältnisse zeigt Fig. 1: Zwei mit einander versteifte A-Ständer tragen an einem Querrahmen die I-Schiene, die noch mehrfach durch Zugseile gehalten wird. Der Rahmen ragt nach beiden Seiten über die Ständer hinaus, und in seinen Ecken greifen ebenfalls Zugseile zur seitlichen Versteifung der Schiene an. Letztere ist gewöhnlich bei kurzen Ausführungen im Verhältnis 1 : 4, bei längeren mindestens 1 : 8 geneigt, so

Fig. 1. Schwimmender Verlader.

[1]) Vergl. *G. v. Hanffstengel*, D. p. J. 1903, **318**, S. 137. *Kammerer*, Z. d. V. d. I. 1901, S. 1487.

[2]) In Deutschland wird er von *Arthur Koppel A.-G.* ausgeführt.

daß der entleerte Kübel durch sein und der Laufkatze Eigengewicht wieder schnell genug zur Beladestelle zurückkehrt. Wegen der Rollen- und Trommelwiderstände beträgt die Fahrzeit rund das 5—10fache der Fallzeit über dieselbe Strecke. Das Förder- und Zugseil geht am Ende der Schiene um eine Umführungsrolle, wird dann noch einige Male durch Tragrollen unterstützt und darauf nach oben abgelenkt, worauf es schließlich genügend weit vom Wege der Last entfernt auf die Seiltrommel der unten stehenden Dampfwinde aufläuft. Auf der Schiene befindet sich noch ein schmaler Steg zum Schmieren und Untersuchen der Rollen, Auflegen des Zugseiles usw.



Fig. 2. Gegengewicht mit Gleitrahmen.

Bei längeren Laufbahnen erfolgt die seitliche Versteifung der Schiene durch eine Eisenkonstruktion, an deren einzelne Glieder sie angeschraubt wird. Verlangen örtliche Rücksichten eine so geringe Schienenneigung, daß der Rückwärtsgang zu langsam stattfinden würde, so greift an der Laufkatze noch ein zweites Seil an, das über eine am oberen Schienenende befindliche Rolle geht und vermittels eines Flaschenzuges und daran hängenden Gewichtes angezogen wird (vergl. Fig. 9). Flaschenzug und Gleitrahmen des Gewichtes sind in Fig. 2 besonders dargestellt.

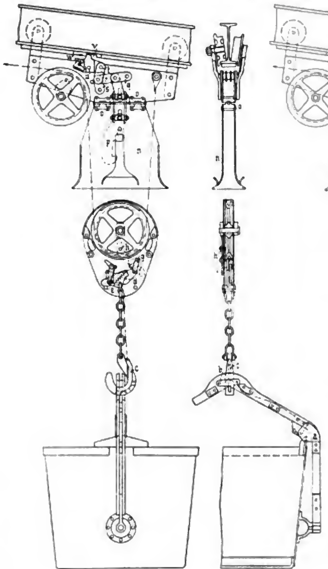


Fig. 4.

Fig. 3.

Fig. 3 u. 4. Laufkatze mit Flasche und Förderkübel.

Das Transportgut befindet sich gewöhnlich in zylindrischen Kübeln von 1,5—3 t Inhalt — alle diese Entladevorrichtungen arbeiten, um wirtschaftlich zu sein, mit großen Einzellasten —, der in einer Gabel an zwei seitlichen Zapfen hängt, die sich auf etwa $^1/_3$ seiner Höhe befinden. Der Boden ist nun besonders schwer ausgeführt, so daß der Schwerpunkt des leeren Kübels immer noch unter der Aufhängeachse liegt, wodurch seine Wiederaufrichtung nach der Entladung selbsttätig erfolgt. Im beladenen Zustande liegt der Schwerpunkt des Ganzen oberhalb der Aufhängung, so daß der Kübel auskippt, sobald die Klaue *a*, die in eine Aussparung am Kübelrande eingreift (Fig. 3), angehoben wird.

Wird der beladene Kübel senkrecht nach oben bewegt, so haben die einzelnen Teile in der losen Flasche die in Fig. 3 gezeichnete Stellung. Die nach dem Haken *c* führende Zugkette ist lose, und der zweiarmige Hebel *d* legt sich mit der linken Seite auf den Stift *e* fest auf. Dadurch wird der an seinem rechten Ende angreifende

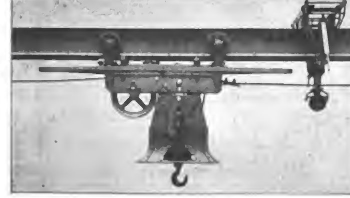


Fig. 5. Laufkatze und Tragrolle für das Zugseil.

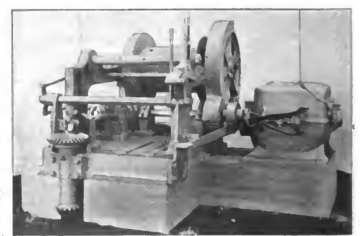


Fig. 6. Elektrisch angetriebene Winde.

Lenker f nach oben gedrückt und zieht wegen der Kurvenführung des Bolzens g in dem Schlitz den außen an der Flasche sitzenden, um h drehbaren Hebel i in die gezeichnete Lage.

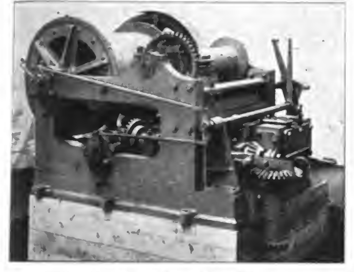


Fig. 7. Winde mit zweiter Trommel.

In der Katze hält das Gewicht der auf beiden Außenseiten der Glocke n, die um die Zapfen o entsprechend den etwaigen Bewegungen der Last seitlich auspendeln kann, hängenden Haken p die beiden Lenker q und r so fest, daß die Kniehebel s und t über die Strecklage durchgedrückt sind und so die um den Bolzen u drehbare Klaue v in eine Aussparung der unten an die Schiene angeschraubten Gußeisenleiste eingreift. Die Aussparungen werden gewöhnlich in Abständen von 1—1,5 m angebracht und wenn nun das Zugseil in der Pfeilrichtung angezogen wird, so ist die Katze gegen Verschiebung gesichert.

Ist die lose Flasche in die Glocke n hineingefahren, so greifen die Haken p unter ihren Drehzapfen und werden noch so weit angehoben, wie es die Schlitze in der Glocke bezw. der Seitenwand der Katze gestatten (Fig. 4). Dadurch werden die Lenker q und r nach oben bewegt und der Hebel t so weit zurückgezogen, daß die Klaue v aus der Aussparung heraustritt. Infolge des beim Anstoßen der losen Flasche an die Glocke stattfindenden Ruckes legt sich die durch einen unter dem Einfluß einer Spannfeder stehenden Hebel angedrückte Klinke w von unten gegen die Laufschiene und der Seilzug bewirkt jetzt die Verschiebung der Last landeinwärts. Gleichzeitig hat der Haken p den an der Flasche befindlichen Hebel i so weit herumgedrückt, daß der Bolzen g in seinem Schlitz nach unten gleitet und so den Doppelhebel d von e abhebt. Dadurch wird die Klinke k, die ebenfalls federbelastet ist, an die lose Rolle angepreßt.

Wird am Ende der Verschiebung das Seil zum Senken der Last wieder nachgelassen, so geht die Katze so weit rückwärts, bis die Klinke w, die inzwischen schon durch die Aussparungen der unter der Laufschiene angeschraubten Gußeisenleiste, in die sie zuerst durch die Feder hineingedrückt wird, nach rechts herumgeschlagen ist, in den flacheren Schlitz der Leiste eingreift. Die Katze bleibt stehen, und die Klaue v wird in die großen Aussparungen hineingedrückt; dadurch kommt die Hebelverbindung wieder in die Lage der Fig. 3 und die jetzt freie Last kann sich senken. Gleichzeitig schlägt der in zwei gegenüberliegenden Quadranten vertiefte Rand der losen Rolle von rückwärts kommend die Klinke k nach rechts in die gestrichelte Stellung herum.

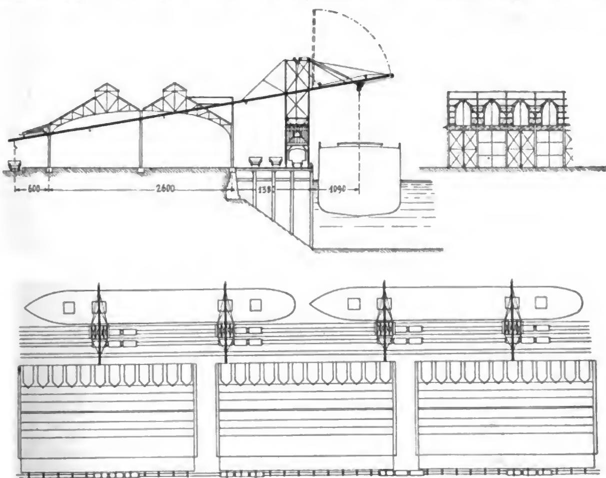


Fig. 8. Speicher mit fahrbaren Verladern und festliegenden Laufschienen.

Hat nun der Kübel die Auskipptiefe erreicht, so wird das Seil wieder angezogen. Dabei stößt die erste zurückkommende Aussparung des Rollenkreuzes gegen die Klinke k und drückt den sie tragenden Hebel nach links herum, so daß sich das Stück m anhebt, an dem das den Haken c

lüftende Kettenstück angreift. Dadurch wird in dem Tragrahmen des Kübels die Falle b angehoben und so durch einen zweiten Kettenzug die Klinke a ausgelöst, wodurch der Kübel umkippt.

Der weitere Transport zur Beladestelle zurück vollzieht sich in derselben Weise wie die beschriebene Förderung bis zur Entladung.

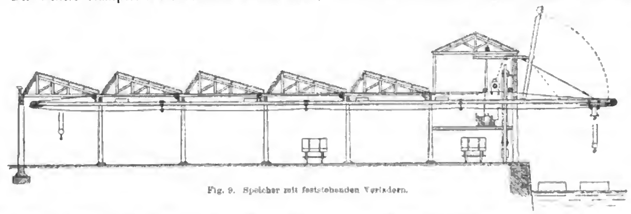


Fig. 9. Speicher mit feststehenden Verladern.

Wie schon oben erwähnt wurde, muß die Rückbewegung bei flach oder gar nicht geneigter Fahrbahn durch ein Gegengewicht bewirkt werden. Das eigentliche Zugseil ist dann ganz lose und wird von der Winde nur ausgegeben. Damit es nun nicht zu weit durchhängt, werden ein oder mehrere Seiltragrollen angeordnet, deren Lagerung und Befestigung an der Tragschiene Fig. 5 veranschaulicht. An der Laufkatze befinden sich zwei vorn und hinten spitz zusammenlaufende Flacheisenschienen, die zwei Backen der Tragrollenlagerung auseinanderdrücken und so den Weg für die Katze frei machen; sofort nach ihrem Vorübergang schließen die Zugfedern wieder die Backen und bringen die Tragrollen an ihren Platz.

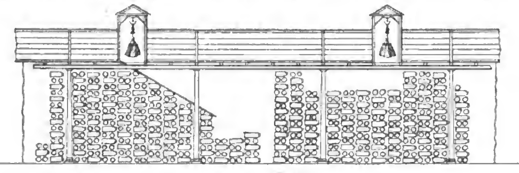


Fig. 10.

Die Winden zur Bewegung des Zugseils sind äußerst einfach. Fig. 6 zeigt eine solche mit elektrischem Antrieb durch Vermittlung einer Stirnradübersetzung. Das Festhalten der Last wird von einer Bandbremse bewirkt, die durch einen Fußtritt angezogen werden kann. Die Hubgeschwindigkeit beträgt je nach der Größe der zu hebenden Last 1,25—2 m/Sek., die Transportgeschwindigkeit gewöhnlich das $2^1/_2$—$3^1/_3$ fache hiervon, was bei elektrischem Antrieb durch Verwendung eines Hauptstrommotors vollkommen selbsttätig erreicht wird. Auch bei Dampfbetrieb geschieht die Geschwindigkeitsänderung selbsttätig, dadurch daß die ohne Regulator arbeitende Maschine bei verringertem Widerstand entsprechend schneller läuft.

Der eine der vorn sichtbaren Handhebel bewirkt die Ein- und Ausrückung der mit der Bremsscheibe verbundenen Reibungskupplung, die die lose auf der Welle sitzende Seiltrommel mit ihr kuppelt, so daß das Ausgeben des Seiles ohne Mitwirkung des Antriebsmotors erfolgt. Der zweite Hebel rückt in ähnlicher Weise das Wendegetriebe ein, das von der verlängerten Motorwelle aus zur Fortbewegung des ganzen Verladers dient.

Fig. 7 gibt die Ansicht einer derartigen Winde von der Gegenseite aus. Es ist hier noch eine zweite Trommel angeordnet, die durch ein Schneckengetriebe von der Verschiebungswelle aus bewegt wird; sie wird benutzt zum Aufwinden des vorderen Teiles der Laufschiene, damit der Verlader bei der seitlichen Verschiebung an den Masten des Schiffes vorbeigeführt werden kann (vergl. Fig. 8).

Fig. 11. Weitauskragender Verlader für Woolwich.

Die in Fig. 8 dargestellte Anlage — sie ist für den Hafen Delagoabai geliefert worden — besitzt vier derartige verschiebbare Verlader, die stets so eingestellt werden, daß sie sich an je eine der 36 Fortsetzungen der Laufschienen anschließen, welche die drei Schuppen parallel zu einander durchqueren und gegebenenfalls das Gut sogleich in einen Eisenbahnzug jenseits dieser Schuppen zu schaffen gestatten.

Für Lagerspeicher, die dicht am Wasser liegen, hat man die *Temperley*-Verlader gänzlich fest angeordnet. Fig. 9 u. 10 zeigen einen solchen Speicher mit vier festen

Verladern, deren Transportwinde elektrisch angetrieben wird, während die zum Anheben des Auslegers von Hand betätigt wird. An der Vorderwand des Speichers befindet sich noch das Gerüst für den gewichtsbelasteten Flaschenzug, der die Zurückbewegung der Laufkatze bewirkt.

Eine ähnliche Anlage ist auch für das Arsenal in Woolwich ausgeführt worden, das 13 m hinter der Kaimauer liegt. Entsprechend der großen Ausladung ist hier eine besondere Tragkonstruktion für den Ausleger erforderlich geworden, die die Fig. 11 u. 12 deutlich erkennen lassen.

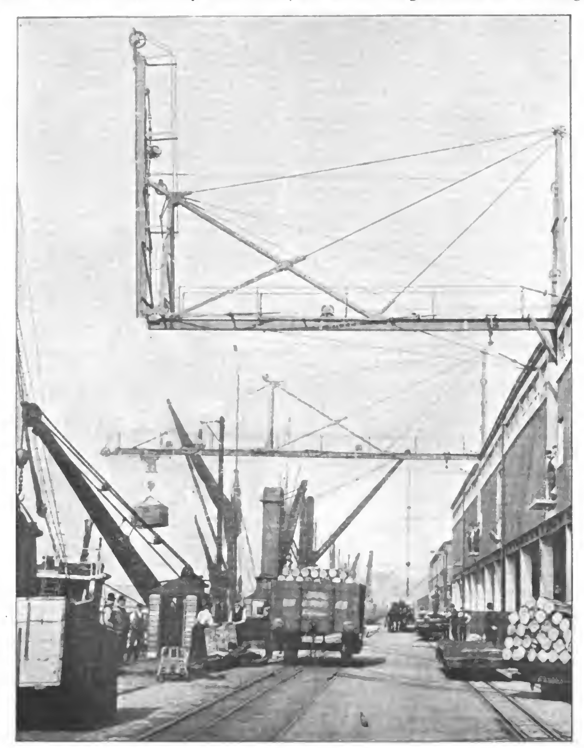


Fig. 12. Ansicht der Verlader in Woolwich.

(Schluß folgt.)

Neuere Herstellungsweisen der Transmissionsseile.

Von **Ernst Schulz** in Schwelm.

Die Herstellung der aus Hanf gefertigten Transmissionsseile kann man in drei Stufen zerlegen: Das Spinnen der Seilfäden, das Vereinigen der Seilfäden zu Schenkeln oder Litzen und das Zusammenschlagen der Schenkel zum fertigen Seil.

Die Handspinnerei, bei welcher der Seiler auf der

Seilbahn langsam rückwärtsschreitend aus dem Hanf, den er in einer Schürze mit sich trägt, mit Daumen und Zeigefinger den Seilfaden formt, indem er gleichzeitig durch eine endlose Schnur, die er mit sich zieht, das Spinnrad in Umdrehung versetzt, wird von Jahr zu Jahr in geringerem Umfange betrieben, wenngleich auch heute noch in vielen kleineren Werkstätten von Hand gesponnener Hanf zu den verschiedensten Seilerwaren verarbeitet wird.

Auch den für Transmissionsseile besonders hoch geschätzten badischen Schleißhanf findet man nur noch selten. Sein Anbau scheint nicht mehr zu lohnen, und er wird ersetzt durch russisches Material und durch verschiedene überseeische Bastfasern, insbesondere durch den aus mehreren Pisangarten gewonnenen Manilahanf. In den allerletzten Jahren haben auch Bulgarien, Serbien, Rumänien und Ungarn ein großes Interesse an der Einführung des Hanfbaues gezeigt und hat vor allem Ungarn bereits recht befriedigende Erfolge aufzuweisen.

Zur Anfertigung der Transmissionsseile kann man nur ausgesucht lange Fasern gebrauchen und es ist mit Rücksicht auf die Haltbarkeit der Seile nicht wie bei der Bindfadenfabrikation angängig, die langen Fasern vor dem Verspinnen in zwei oder drei Stücke zu zertrennen, um mit möglichst gleichartigen Maschinen von einer verhältnismäßig geringen Länge des Arbeitsfeldes auskommen zu können, sondern es muß das Hechelfeld sowohl bei den Anlegemaschinen als auch bei den Strecken so lang gewählt werden, daß selbst die längsten Fasern niemals von den Zuführungs- und Ablieferungswalzen gleichzeitig erfaßt werden können. Durch diesen Umstand ist es in erster Linie bedingt, daß die zum Verspinnen des kurzfaserigen russischen Materials gebräuchlichen Maschinen noch nicht wesentlich von den aus der Bindfadenfabrikation her bekannten Systemen abweichen, daß dagegen durch die immer mehr in Aufnahme kommende Verwendung des langfaserigen überseeischen Rohmaterials und besonders des Manilahanfes Neukonstruktionen entstanden sind, die sich von den in der Bindfadenfabrikation in Anwendung befindlichen Maschinen ganz wesentlich unterscheiden.

Auch der Grad, bis zu dem die verschiedenen in den Handel kommenden Hanfarten vorgearbeitet sind, ist sehr verschieden. Während das europäische Material in seinem Ursprungslande meistens nur gebrochen und geschwungen wird, so daß es in der Fabrik noch geruffert, sortiert und gehechelt werden muß, können Manilahanf und andere diesem ähnliche überseeische Bastfasern in der Regel ohne weiteres aus dem Ballen auf die Anlegemaschine aufgegeben werden.

Wie alles vorgehechelte Material brauchen auch die Hanffasern beim Spinnprozeß nicht erst in Vließform gebracht zu werden, sondern sie erhalten bereits auf der ersten Kämm- und Streckmaschine — in der Bastfaserindustrie Anlegemaschine genannt — die aus der Flachs- und Baumwollspinnerei her bekannte Bandform. Auf einer oder auf mehreren hintereinander angeordneten Strecken werden alsdann in der üblichen Weise die Bänder durch Zusammenlegen und weiteres Ausziehen verfeinert, um schließlich auf einer besonderen, in dieser Gestaltung nur in der Seilfadenspinnerei gebräuchlichen Maschine ihre Drehung zu erhalten.

Es ist nicht Zweck dieser Zeilen, die Herstellung der Seile eingehend zu beschreiben, sondern es sollen nur diejenigen Maschinen besprochen werden, die eigens für die mechanische Seilfadenspinnerei neu konstruiert worden sind, und die sich in wesentlichen Punkten von den bisher in der Hanfspinnerei gebräuchlichen Ausführungsformen unterscheiden. Es können deshalb die Anlegemaschinen und Strecken für europäischen Hanf übergangen werden, da sie sich unmittelbar an die in der Bindfadenfabrikation gebräuchlichen Systeme anlehnen; nur haben sie ein entsprechend längeres Hechelfeld erhalten und sind demgemäß schwerer gebaut. Als besonders bemerkenswert dürfte zu erwähnen sein, daß man mit Rücksicht auf kleinere Betriebe dazu übergegangen ist, die erste und zweite Strecke zu vereinigen, indem man sechs Gänge nebeneinander legte, von denen die ersten zwei mit einer Ablieferung als erste und die andern vier mit ebenfalls einer Ablieferung als zweite Strecke dienen. In allerneuester Zeit ging man noch weiter und vereinigte sogar die Anlegemaschine mit der ersten und zweiten Strecke. Sowohl *Combe, Barbour & Combe* in Belfast als auch *Seydel & Co.* in Bielefeld nahmen den Bau derartiger Maschinen auf, und ist die letztere Ausführungsform mit nur drei Gängen in Fig. 1 dargestellt. Diese als Schraubenstrecke gebaute Maschine besitzt eine Strecklänge von 1650 mm und dient der erste Gang als Anlegegang, den das Material gewöhnlich einmal passiert, wogegen man das Strecken in zwei Zeitabschnitten vorzunehmen pflegt. Im ersten benutzt man die beiden Streckgänge gemeinsam und läßt die erzeugten beiden Bänder in eine Kanne zusammenlaufen, während man im zweiten das durch die Vereinigung entstandene Band getrennt auf die beiden Gänge aufgibt und jedes der beiden sich neu bildenden Bänder in eine besondere Kanne führt. Das Meter des fertigen Bandes wiegt in der Regel 25 gr und wird die Leistung der Maschine in zehnstündiger Arbeitszeit mit 300—400 kg angegeben.

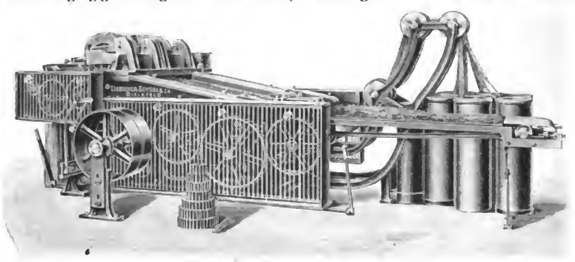


Fig. 1. Kombinierte Anlege und Strecke von Seydel & Co.

Mehr noch wie die vorstehend beschriebene weichen die für Langhanf, also besonders die für Manila-, Sisal- und Neuseelandhanf gebauten Vorspinnmaschinen von den

bisher üblichen Ausführungsformen ab. Da das aus dem Ballen kommende Material nicht erst vorgehechelt wird, so muß die Anlegemaschine die Hechelarbeit z. T. mit übernehmen; man nennt sie deshalb auch vielfach Hechelmaschine oder breaker. Eine solche von *The Watson Machine Company* in Paterson N. Y. gebaute Hechelmaschine (double chain breaker) ist in Fig. 2 dargestellt. Sie hat mit den in der Flachs- und Hanfspinnerei ge-

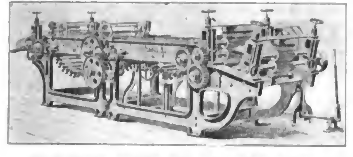


Fig. 2. Hechelmaschine (breaker) der Watson Machine Comp.

bräuchlichen Hechelmaschinen nicht das geringste gemein, sondern gleicht eher einer Strecke, von der sie sich hauptsächlich dadurch unterscheidet, daß zwei Hechelfelder hintereinander angeordnet sind, von denen das zweite sich mit wesentlich größerer Geschwindigkeit vorwärts bewegt wie das erste. Auch hat man das Prinzip der Schraubenstrecke verlassen und Kettenstreckwerke gewählt. Da bei diesen die Hechelstäbe über Kettenräder laufen, so würden die Hechelnadeln bogenförmig streichend in den Hanf eintreten und diesen ebenso wieder verlassen, wenn nicht durch eine besondere Führung dafür gesorgt wäre, daß die Hechelzähne stechend, d. h. in der Richtung ihrer Achse mit den Spitzen aufsteigend in den Hanf eindringen, und sich auch wieder mit senkrechter, ziehender Bewegung aus demselben los machen. Diese Führung besteht darin, daß jeder Stab an seinen beiden Enden zwei Zapfen hat, von denen sich der eine in gewöhnlicher Weise in das Kettenrad einlegt, während der andere durch eine besonders gestaltete Führung beeinflußt wird.

Damit das Material beim Eintritt in das Hechelfeld nicht in Unordnung gerät, sind am Anfang eines jeden Hechelfeldes korbartige aus Rundeisenstäben gefertigte Walzen vorgesehen, welche die Hanffasern in die Hechelnadeln hineindrücken, wie dies in Fig. 2 recht wohl ersichtlich ist. Entsprechend dem langfaserigen starken Material sind auch alle Teile der Maschine äußerst kräftig konstruiert. Es fanden sich an einem solchen double chain breaker die folgenden Abmessungen:

Bezeichnung	I. Hechelfeld	II. Hechelfeld
Länge des Hechelfeldes . . . . mm	1525	1245
	2770	
Breite des Hechelfeldes . . . . mm	300	300
Größte Bandbreite . . . . mm	250	250
Entfernung d. Hechelstäbe voneinander mm	95	89
Entfernung d. Hechelnadeln voneinander mm	22	19
Stärke der Hechelnadeln . . . . . . mm	10	8
Länge der Hechelnadeln . . . . . . mm	130	100
Anzahl der in der Minute in das Feld eintretenden Hechelstäbe	40	240
Verzug	8—10fach	

Mit einer derartigen Maschine vermag man etwa 5000 kg Manilahanf in zehnstündiger Arbeitszeit vorzuhecheln.

Je nach den Ansprüchen, die man an die Feinheit des herzustellenden Gespinnstes stellt, läßt man das auf der Hechelmaschine gebildete Band noch über eine oder zwei weitere ganz ähnlich konstruierte Maschinen (double chain spreader genannt) gehen, indem man jedesmal auf einen Gang 2—12 Bänder gleichzeitig einlaufen läßt. In kleineren Betrieben behilft man sich aus leicht ersichtlichen Gründen mit einer möglichst geringen Anzahl von Maschinen und sucht die erforderliche Feinheit des Bandes dadurch zu erreichen, daß man das Material mehrere Male ein und dieselbe Maschine durchlaufen läßt.

Ordnet man nach der Hechelmaschine noch zwei solcher Streckmaschinen (spreader) an, so sind die Abmessungen derselben bei den Ausführungen von *The Watson Machine Company* die folgenden:

Bezeichnung	I. Hechelfeld	II. Hechelfeld
Entfernung von Mitte Kettenantrieb zu Mitte Kettenantrieb . . . . mm	1830	1830
Anzahl der Hechelstäbe in jeder Kette mm	58	58
Kettenteilung . . . . mm	76	76
Breite des Hechelfeldes . . . . mm	330	330
Entfernung d. Hechelnadeln voneinander mm	16 (14)	16 (14)
Anzahl d. Hechelnadeln eines jed. Stabes mm	22 (24)	22 (24)
Durchmesser der Hechelnadeln . . . mm	6,5 (5,6)	6,5 (5,6)
Länge der Hechelnadeln über dem Stabe mm	92	92
Verzug	10-12 fach	10-12 fach

Beide Streckmaschinen, von denen die erste in Fig. 3 dargestellt ist, haben fast genau die gleichen Abmessun-

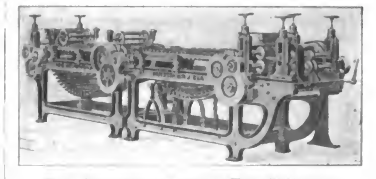


Fig. 3. Streckmaschine (spreader) der Watson Machine Comp.

gen; wo die der zweiten von denen der ersten abweichen, sind die für die zweite gültigen Zahlen in ( ) beigefügt.

Vielfach hat man auch die beiden Spreader zu einer Maschine vereinigt und die Hechelfelder nebeneinander angeordnet, was um so eher zulässig erscheint, als die Länge der einzelnen Felder und der Verzug bei beiden Maschinen genau die gleichen sind.

Das von dem zweiten Spreader kommende Band kann man entweder sogleich den Spinnmaschinen vorlegen oder man kann noch eine weitere Strecke mit nur einem Feld, die man dann drawing frame nennt, dazwischen schalten. In der Fig. 4, welche diese letzte Strecke darstellt, ist besonders gut ersichtlich, in welcher Weise die Stäbe einer Kettenstrecke durch geeignete Führung ihrer zweiten Zapfen gezwungen werden, senkrecht in die Fasern einzutreten.

Das Hechelfeld einer derartigen Maschine ist nur 1300 mm lang und somit kürzer wie die längsten Fasern. Damit diese trotzdem nicht auf der Maschine zerreißen, werden die Einzugswalzen nur durch einen verhältnismäßig geringen Federdruck gegeneinander gepreßt, so daß sie dem Zuge der Fasern nachgeben können.

Eigenartig sind bei diesen Maschinen die Streckwalzen (front rollers) ausgebildet. Da durch das spröde Material der sonst übliche Lederbelag der Streckwalzen sehr stark angegriffen wird, so daß die Walzen häufig nachgedreht und erneuert werden müssen, so hat man

die beiden Streckwalzen durch ein System von sechs Walzen ersetzt, von denen vier als die eigentlichen Streckwalzen angesehen werden können. Dieselben sind zu zwei übereinander liegenden Walzenpaaren vereinigt, von denen das eine hinter dem anderen liegt. Sowohl über die beiden oberen von diesen Walzen als auch über die beiden unteren läuft je ein endloses Lederband, das durch eine obere bezw. untere nachstellbare Walze straff gespannt wird.

Die obere sehr schmal gehaltene Ablieferungswalze läuft in einer in die untere Walze eingedrehten Nut. Beide

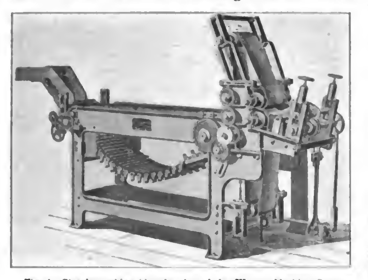


Fig. 4. Streckmaschine (drawing frame) der Watson Machine Comp.

Walzen werden durch starke Federn gegeneinander gepreßt.

Ist das Band genügend gestreckt und gehechelt, so muß ihm noch die zur Bildung des Seilfadens erforderliche Drehung erteilt werden. Es geschieht dies auf einer sogenannten automatischen Spinnmaschine (spinning jenny), die in ihrer Anordnung und Arbeitsweise ganz wesentlich von den sonst in der Hanf-, Flachs- und Jutespinnerei gebräuchlichen Rovingmaschinen abweicht. Fig. 5 stellt eine solche Maschine in der Ansicht und Fig. 6 eine sehr ähnliche Konstruktion mit etwas verändertem Antrieb im Schnitt dar. Beide Ausführungen stammen von der Firma *Seidel & Co.* in Bielefeld.

Es ist allgemein üblich, die automatischen Spinnmaschinen mit zwei wagerecht gelagerten Spindeln zu bauen, von denen eine jede vollständig unabhängig von der anderen angetrieben wird. Vor den Spindeln ist in gleicher Weise wie bei den in der übrigen Hanfspinnerei gebräuchlichen Rovingmaschinen ein Hechelfeld vorgelagert, welches das von der letzten Strecke kommende durch die Walzen *A* und den Trichter *B* (Fig. 6) zugeführte Band noch weiter ordnet und verfeinert. Die Länge dieses Hechelfeldes schwankt zwischen 1370 und 1600 mm.

Wie bereits erwähnt, wiegt das laufende Meter des auf die automatischen Spinnmaschinen aufgegebenen Bandes, sofern es sich um Manilahanf handelt, gewöhnlich ungefähr 25 g. Auf dem als Kettenstrecke ausgebildeten Hechelfeld findet sodann noch ein 5—7 facher Verzug statt, entsprechend dem Gewicht der fertigen Seilfäden, von denen in der Regel 215 m (Garn No. 3) oder 260 m (Garn No. 4) 1 kg wiegen.

Der Abstand der einzelnen Hechelstäbe voneinander beträgt bei den automatischen Spinnmaschinen meistens 50,8 mm; die Breite des Hechelfeldes schwankt zwischen 65 und 90 mm, während die Nadelteilung gewöhnlich $^1/_4$ " = 6,4 mm beträgt bei einer Nadellänge (über den

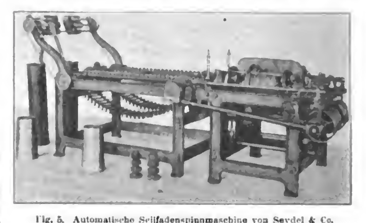


Fig. 5. Automatische Seilfadenspinnmaschine von Seydel & Co.

Stäben gemessen) von 28,5—32 mm und einer Nadelstärke von $1^1/_2$ mm.

Das durch das Streckwerk genügend verfeinerte Band gelangt nach dem Verlassen des Hechelfeldes zu einer Vorrichtung *C*, die verhindert, daß sich die den Fasern von der Spindel aus erteilte Drehung auf das Band überträgt, so lange das letztere noch der Einwirkung der Hechelnadeln ausgesetzt ist. Diese Vorrichtung, „nipper“ genannt, soll tatsächlich die Hand des auf der Seilbahn entlang schreitenden Spinners ersetzen. Sie findet sich einzig und allein bei den automatischen Seilfadenspinnmaschinen, wogegen bei allen übrigen den gleichen Zweck dienenden Maschinen die Zuführwalzen das Uebertragen der Drehung verhindern. Der Nipper *C* besteht aus einem Paar Stahlbacken, zwischen denen hindurch das Band, das beim Heraustreten seine Drehung erhält, gleitet. Eine Feder, welche bei neueren Konstruktionen vielfach auch durch ein Gewicht ersetzt ist, preßt die Backen aufeinander und verhindert, daß die Drehung sich weiter nach rückwärts

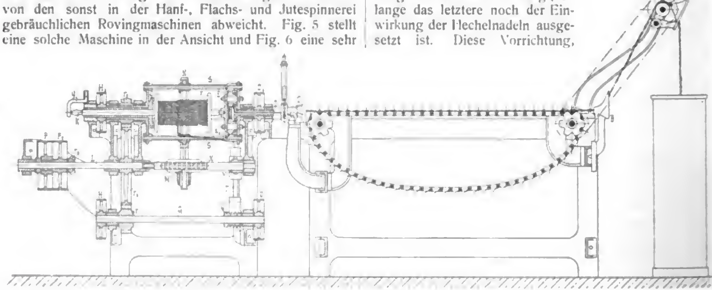


Fig. 6. Automatische Seilfadenspinnmaschine von Seydel & Co.

überträgt; sie läßt dagegen zu, daß dickere und ungleichere Stellen des Bandes die Backen passieren, ohne daß der Faden abreißt.

Von dem Nipper *C* aus gelangt der Seilfaden durch den hohlen Schaft *D* der Spindel *S* über zwei vierrillige Transportwalzen *E* und E_1 zur Spule *F*, auf der er sich aufwickelt. Auch die mehrrilligen Zuführungswalzen, die in dieser Gestaltung an Seilereimaschinen noch mehrfach wiederkehren, finden sich bei den automatischen Spinnmaschinen zum ersten Male angewendet.

Die eigentliche Spindel *S* wird von der Hauptwelle *L* aus durch die Zahnräder r_1 und r_2 angetrieben. Mit r_1 steht außerdem noch ein auf der Welle *G* befestigtes Zahnrad *r* in Eingriff, das ebenso wie r_2 aus Rohhaut gefertigt zu werden pflegt. Von *G* aus wird mittels eines über die Scheiben *H* und H_1 laufenden sogenannten Schleppriemens die Spule *F* in Bewegung gesetzt, indem H_1 auf einer hohlen Hülse aufgekeilt ist, die in einen Teller *J* endigt, der mittels zweier in die Spule eingreifender Ansätze dieselbe mitnimmt. Wird der sich auf *F* aufwickelnde Seilfaden zu straff gespannt, so gleitet der über *H* und H_1 laufende Riemen derart, daß der Seilfaden zwar immer gespannt bleibt, daß seine Spannung aber niemals ein gewisses Maß überschreiten kann. Der Schleppriemen ist an Stelle der sonst bei Flügelspinnmaschinen üblichen Bremse getreten, die sich an den automatischen Spinnmaschinen nicht sonderlich bewährt hat, da sie sich infolge der hohen Umfangsgeschwindigkeit zu leicht erwärmt.

Von der Welle *G* aus werden auch mittels eines über die Scheiben *O* und O_1 laufenden Riemens die mehrrilligen Transportscheiben *E* und E_1 angetrieben, und ferner vermittels der Schnecke *Q* ein Fadenführer, der den Faden gleichmäßig an der Spindel hin und her führt, so daß eine regelmäßige Aufwicklung erfolgt. Zu dem Zwecke greift *Q* in ein auf der senkrechten Welle *T* befestigtes auf der Zeichnung (Fig. 6) nicht ersichtliches Schneckenrad. Von *T* aus wird mittels einer Schnecke und des Schneckenrades *v* die Welle *x* angetrieben, in die eine sich kreuzende Spiralnut eingearbeitet ist. In diese Nut legt sich ein Stift *M*, der in eine Verlängerung des um die Spindel *S* herumgreifenden Bügels *N* eingelassen ist. *N* ist außerdem noch durch zwei parallel zu *H* gelagerte Wellen geführt, die in Fig. 6 gleichfalls nicht ersichtlich sind.

Die Hauptwelle *L* wird durch die Los- und Festscheiben *P* und P_1 angetrieben. Mit P_1 ist ein Zahnrad r_3 verbunden, das den Antrieb des Hechelfeldes vermittelt, wie dies deutlicher aus der Abbildung (Fig. 5) erkennbar ist; nur sitzen hier die feste nnd die lose Scheibe nicht unmittelbar auf der Hauptwelle *L*, sondern auf einer durch Kegelräder mit dieser verbundenen, quer zu ihr gelagerten Vorgelegswelle, so daß dadurch auch die Anordnung der Kegelräder r_3 eine etwas andere geworden ist.

Damit die Spule *F* nicht bei unrichtiger Lage der Achse *k* herausfliegen kann, ist ein mit dem Ausrücker in Verbindung gebrachter Schieber *y* vorgesehen, der den Ausrücker sperrt, und der nicht zuläßt, daß die Maschine in Gang gesetzt wird, bevor *k* genau seine richtige Stellung einnimmt. Soll die volle Spule aus der Maschine herausgenommen werden, so muß zunächst der Antriebsriemen auf die Losscheibe gebracht werden und kann dann erst die Achse *k* herausgezogen werden.

Die Spindel *S* macht 1000—1200 Umdrehungen in der Minute. Da ein Seilfaden unter gewöhnlichen Verhältnissen etwa auf 15—20 mm eine Umdrehung erhält, so wird unter Berücksichtigung der unvermeidlichen Stillstände eine Spindel im Tage etwa 55—75 kg fertiges Gespinst herstellen, wie es auch in der Praxis tatsächlich der Fall ist.

(Schluß folgt.)

Neuerungen in der Papierfabrikation.

Von Professor **Alfred Haussner**, Brünn.

(Fortsetzung von S. 429 d. Bd.)

2. *Halb- und Ganzstofferzeugung.*

a) *Der Holländer.*

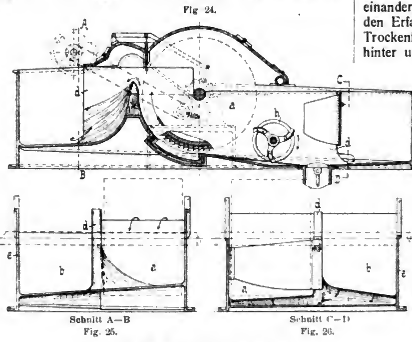
Für diese nach wie vor zu den wichtigsten zu zählende Zerkleinerungsmaschine für Fasern zur Papierherstellung liegen umwälzende Neuerungen wohl nicht vor. Doch ist das Streben unverkennbar, unter Festhaltung seiner bekannten Grundlagen, aber auch unter Berücksichtigung der inneren Ursachen für den Arbeitsvorgang im Holländer diesen zu verbessern in kluger, manchmal allerdings auch nach Meinung des Berichterstatters unkluger Abänderung der Einzelteile. Dabei dringt das Streben vor, immer dickeren Stoff — manchmal 10, ja 12 v. H. Fasergehalt, wobei der Stoff für das Ansehen, das Gefühl und in seiner Beweglichkeit bereits ungemein dick erscheint — im Holländer zu verarbeiten und hierdurch die Zeit für die Fertigstellung einer bestimmten Fasermenge weitgehend zu kürzen. Dabei geht es allerdings entweder ohne ein sehr bedeutendes Gefälle für die Stoffbewegung nicht ab — man hört in einer Holländerkonstruktion von 75 cm Gefälle vom Kropf bis zur Walze zurück, ein Gefälle, welches durch eine entsprechende Trogkonstruktion immerhin erzielbar ist, worüber auch in des Berichterstatters Untersuchungen über den Holländer[16]) bereits in begründender Weise abgehandelt worden ist —, oder es ist durch den Druck einer besonderen Transportvorrichtung auf den Stoff einzuwirken, die nach bereits an vorgenannter Stelle geäußerter Meinung des Berichterstatters vor allem dazu berufen ist, hier helfend einzugreifen.

In der erstgenannten Richtung sind es insbesonders die Trogkonstruktionen des ungemein rührigen Papierfachmannes *Carl Eichhorn*, die nach mancher Richtung wohldurchdacht erscheinen, insbesonders dahin, daß tunlichst vom Kropfe weg bis nahe an die Walze, bezw. an das Grundwerk heran dem Trogboden gleichmäßige Neigung gegeben und dadurch gleichmäßige Stoffhöhe im Troge, unter weitgehender Vermeidung von kraftverzehrenden Geschwindigkeitsänderungen erreicht wird. *Eichhorns Holländer* in einer Ausführung nach D. R. P. 151 286 zeigen die Fig. 24—26. Das gleichmäßige Gefälle nach dem Vorgesagten zeigt sich unmittelbar, ebenso wie die allgemeine sonstige Ausführung vielfach an bestbekanntes erinnert. An der tiefsten Stelle bei *D* (Fig. 24) schließt das Ablaßrohr an. Damit ihm der gemahlene Stoff von allen Seiten zufließt, ist gegen das Grundwerk doch eine kleine Gegensteigung angeordnet, der aber erfolgreich durch das, allerdings nur als Rührer bezeichnete Flügelrad *h* begegnet ist, das den Stoff der Walze auch über den Gefäll-

[16]) Vergl. D. p. J. 1901, Bd. **316**, S. 437 ff.

bruch zuschiebt. Der Berichterstatter vermag jedoch der Ansicht *Eichhorn*s nicht beizupflichten, wonach für die Vergleichmäßigung der Mahlung und Mischung des außen an den Trogwänden *e* und innen an der Mittelwand *d* fließenden Stoffes eine Bodenneigung sowohl im Kanal *a*, wie in *b* gegen die Außenwand *e*, wie die Trogquerschnitte Fig. 25 u. 26 zeigen, von Nutzen sei, daß deshalb der

Fig. 24.



Schnitt A—B Fig. 25. Schnitt C—D Fig. 26.

Fig. 24—26. Holländer von Eichhorn.

Stoff gegen außen, weiterer Weg, von innen, kürzerer Weg, gedrängt werde. Man stelle sich nur eine Flüssigkeit in einem Glase vor, dessen Boden geneigt gegen die Wagerechte liegt. Die Flüssigkeitsoberfläche wird doch wagerecht bleiben, ebenso wie in Trögen, welche unten als Halbkreisquerschnitt gestaltet sind, wobei dieser aber an und für sich wegen des geringstmöglichen Strömungswiderstandes (unter sonst gleichen Umständen) günstig wirkt.

Indem *Eichhorn* das seine Holländer besonders auszeichnende große Troggefälle festhält, empfiehlt er auch zur guten Mischung des Stoffes im D. R. P. 146334 eine eigentümliche Krümmung der Mittelwand, wodurch unmittelbar hinter dem Kropf eine Querschnittsverengung, vor der Walze eine Erweiterung der Trogbreite gegeben wird. Die Verengung soll durch Aufstauen des Stoffes einen erhöhten Druck auf ihn erzwingen. Dies wird wohl erreicht, aber auch Nebenwiderstände eingeschaltet, weshalb der Berichterstatter dieser Ausführung nicht das Wort reden möchte. Die gleichzeitig beabsichtigte Stoffmischung dürfte aber durch erstmalige Verengung und dann folgende Erweiterung des Strömungsquerschnittes einigermaßen erreicht werden.

Im Anschlusse sei der Trogausführungen der bekannten Papiermaschinenfirma *Ch. Seybold* (D. R. P. 155110 und französ. Patent) gedacht. Danach wird der Trog aus Zement mit Eisengerippe auf einem auch mit Zement überzogenen Gußeisenboden aufgebaut.

Die Erfahrung scheint doch mehr dahin zu neigen, daß das zweite oben berührte Mittel zu Erzielung flotten Stofftransportes im Holländer das vorteilhaftere ist, ebenso wie die in meinem Aufsatze über den Holländer angestellten Untersuchungen: Stoffförderung durch geeignete, besonders eingeschaltete Apparate, z. B. eine Art Tangentialrad, wie bei der bereits besprochenen und auch anderwärts als vorteilhaft empfohlenen Ausführung von *Hromadnik*,[17]) Schöpfräder, Stofftreiber, Schnecken usw.

[17]) Vergl. D. p. J. 1896, Bd. **300**, S. 265.

Stofftreiber, welche in ihrer Lage knapp vor der Walze und in der allgemeinen Schaufelform an die *Strohbach*schen erinnern, besitzt auch der *Picard*sche Holländer (D. R. P. 154537). Nur gehen die Schaufeln nicht in der Richtung ihrer Drehungsachse als ununterbrochene Flügelflächen durch den Stoff, sondern sie sind senkrecht zur Achse in schmale Flächen unterteilt zu denken, die gegeneinander schraubenförmig versetzt sind. Nach vorliegenden Erfahrungen ist damit anstandslos Stoff mit 10 v. H. Trockenfasergehalt (bei einem Gefällunterschied von 75 cm hinter und vor der Walze) im Holländer zu bewegen.

Auf eine Schöpfwirkung ist eigentlich auch der neue Holländer von *Albert Niethammer* (D. R. P. 140000, Fig. 27) zurückzuführen. Denn die eine, und zwar die größere *A* der beiden Walzen ist mit so weit voneinander entfernten Messern ausgestattet, daß sie mit ihrem Grundwerk nur sehr bescheiden mahlend zusammen arbeitet, vielmehr mit ihren weiten Zellen hauptsächlich als Schöpfrad wirkt und den Stoff aus einem Untergrundkanal sicher empor gegen den Abstreicher *E* hebt, der im Verein mit dem Haubenteil *D* den Stoff gegen die eigentliche, kleinere Mahlwalze *B* mit enger Messerung gelangen läßt, wodurch im Verein mit der Be- und Entlastungsvorrichtung *F* (nach Bedarf zu verwenden) richtig, der Natur des gewünschten Stoffes entsprechend, gemahlen wird. Ein allfälliger Stoffüberschuß vor der Walze *B*, die der ganzen Anlage nach kaum Hebearbeit zu leisten hat, kann durch seitliche Abläufe in andere Trogteile abgeleitet werden. Auch der übrigens bekannte Abstreifer *C* wirkt dabei günstig mit, so daß Fasern nicht unnütz über den oberen Scheitel von *B* mitgenommen werden. Verzichtet man auf die bescheidene Mahlwirkung der großen Walze *A*, so kann besser ein richtig konstruiertes Schöpfrad an Stelle von *A* eingebaut werden.

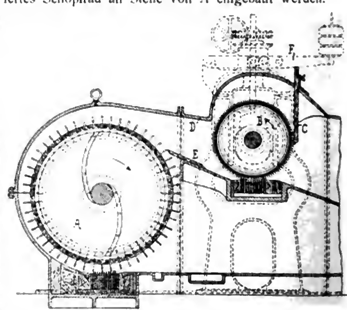


Fig. 27. Holländer von Niethammer.

Einen in den schon erwähnten Untersuchungen über den Holländer ebenfalls gestreiften Gedanken sucht *Carl Strohbach* (D. R. P. 164587 und österr. Patent 20448) zu verwirklichen. In dieser Holländerkonstruktion (Fig. 28 und 29) soll erreicht werden, daß der Stoff der Walze mit einer ihrer Umdrehungsgeschwindigkeit nahezu gleichen Geschwindigkeit zugeführt und damit Stoßverlust vermieden wird. Auf den ersten Blick sieht man einen den gewöhnlichen Ausführungen ähnlichen Trog *b* und über dem schiefliegenden Grundwerk *f* die allerdings ziemlich hoch gelagerte Walze *a* auf der Achse *c*, die durch die Scheibe *d*

angetrieben zu denken ist. Der Stoffstrom, welcher von links an die Walze *a* geführt wird, ist durch den Einbau *k* geteilt, um entsprechend dem kürzeren Weg an der Innenseite weniger, an der Außenseite (längerer Weg) mehr zur Walze gelangen zu lassen und dadurch einen Ausgleich zu erreichen. Die beiden Stoffströme vereinigen sich in der durch *h*, *i* angetriebenen Hebevorrichtung *g*, die in der

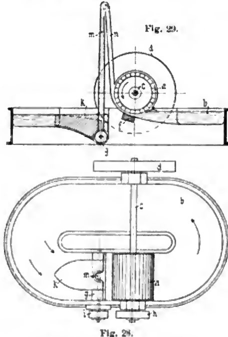


Fig. 28 u. 29. Holländer von Strohbach.

Lage sein soll, den Stoff etwa in dem Rohr *m* so hoch zu heben, daß er im freien Fall im Rohr oder in der Rinne *n*, unten auf die Walzenabmessung verbreitert, bei der Walze *a* mit einer ihrer Umfangsgeschwindigkeit etwa gleich großen Geschwindigkeit anlangt. Er wird dann zwischen Walzen- und Grundwerksmesser durchgezogen und nach rechts ausgeschleudert.

Der Grundgedanke erscheint für die ganze Holländerarbeit bestechend genug. Es frägt sich nur, ob der wirklichen Ausführung nicht ernste Hindernisse entgegenstehen. Das scheint dem Berichterstatter tatsächlich der Fall zu sein. Es dürfte dies einleuchten, wenn wir eine kleine Untersuchung auf gangbare Annahmen stützen. Nehmen wir die Walzenumfangsgeschwindigkeit etwa = 7 m i. d. Sekunde. Weil die Stoffgeschwindigkeit aus *n* nahe eben so groß sein soll, so brauchen wir, ohne die keineswegs einflußlosen Nebenwiderstände zu berücksichtigen, hierfür eine Fallhöhe von rd. 2,5 m. Das Rohr *m* ist dann wohl mindestens auf 3 m Länge zu schätzen. Weil im normalen Gange jedenfalls Kotinuität anzunehmen ist, so muß unbedingt zur Walze ebensoviel Stoff zu, wie abfließen. Ist nun die Trogbreite $= b$, die normale Trogtiefe $= t_1$, die Stoffgeschwindigkeit $= v_1$, so ist an der Walze am unteren Ende von *n* die Geschwindigkeit $= v_2$, die Breite auch $= b$ und die Dicke des herabkommenden Stoffstrahles $= t_2$. Nach der allgemein gültigen Gleichung besteht der Zusammenhang: $v_1 . b . t_1 = v_2 . b . t_2$; daraus folgt

$$t_2 = \frac{v_1}{v_2} \cdot t_1.$$

Nehmen wir etwa, keineswegs klein, die Stoffgeschwindigkeit v_1 im Trog mit 35 cm (gewiß hoch, weil schon 20 cm als sehr viel gilt[18]), die Tiefe t_1 für einen sehr großen Holländer = 50 cm, so ergibt sich die Dicke des aus Rohr *n* an die Walze *a* tretenden Strahles $t_2 = 2{,}5$ cm.

[18]) z. B. in einem modernen *Eichhorn-Holländer* mit 8 v. H. Fasertrockengehalt im Stoff.

Gewiß ist so etwas nicht gerade unmöglich. Doch muß betont werden, daß hierbei die Nebenwiderstände, besonders für die heute meist in Frage kommenden dicken Stoffe schon so bedeutend werden, daß auch nicht annähernd anzunehmen ist, der Stoff werde bei dem Fall um 2,5 m durch das Rohr oder die Rinne *n* tatsächlich jene hohe Geschwindigkeit von 7 m annehmen. Dazu tritt noch, daß auch hinsichtlich der Bewegung in Steigrohr *m* ernstliche Bedenken obwalten. Nach der allerdings unverbindlichen Patentskizze ist der Querschnitt von *m* so gering, daß in *m* wegen der Kontinuität sich der Stoff etwa siebenmal so rasch bewegen muß (in der Nähe der Transportvorrichtung *g*) als im Troge. Wenn man nun daran denkt, welches Gefälle in diesem bei den heutigen dicken Stoffen für die flotte Bewegung derselben nötig ist, vermag man eine ungefähre Vorstellung über den sehr bedeutenden Widerstand zu gewinnen, welcher die Stoffbewegung in dem notwendigerweise allseits umschlossenen Rohre *m* hindert. Gewiß finden wir schon manche in der Praxis bewährte Beispiele,[19]) aus denen zu schließen ist, daß merklicher Höhentransport für den Stoff denkbar ist. Ob dies aber für solch außerordentliche Verhältnisse zutrifft, wie sie wenigstens nach der Patentbeschreibung hier obwalten, mag auch im Einklang mit des Berichterstatters Versuchen über die Stoffströmung so lange bezweifelt werden, bis noch weitergehende Versuche das Gegenteil beweisen. Nicht unerwähnt mag bleiben, daß die Teilung des Stoffstromes bei *k*, die Vereinigung in der Pumpe oder Transportvorrichtung *g*, das Zusammendrängen und wieder Ausbreiten des Stoffes zweifellos diesen gut mischen werden. Auch würde ein gut Teil der Bedenken gegen das Wesentliche des Grundgedankens hinfällig werden, wenn eine Andeutung *Strohbach*s dahin aufzufassen wäre, daß der Stoffstrom auf kürzerem Wege, nicht so sehr durch Nebenwiderstände gehindert, durch eine Druckvorrichtung in die Messerzellen gepreßt werden würde. Dadurch käme eine Annäherung an die Wirkung der höchst vorteilhaft bekannten *Strohbach*schen Stofftreiber und damit sichere und günstige Zellenfüllung der Walze zustande.

Dieser Umstand ist auch hier, wie bei allen anderen Holländerkonstruktionen wohl im Auge zu behalten, weil nur bei richtiger Vorsorge für die Füllung der Walzenzellen flotter Stromumlauf zu erwarten ist; im ununterbrochenen Betriebe muß die Walze unbedingt das, aber auch nur das, was ihr auf einer Seite zufließt, auch fassen und auf der anderen Seite wieder abgeben. Für die Füllung der Walzenzellen mangelt aber meist die Zeit und der nötige Druck, wie in den Untersuchungen des Berichterstatters über den Holländer nachgewiesen worden ist. Besonders diese Umstände faßt *Andreas Beer* (D. R. P. 155475) ins Auge und versucht den erörterten Hindernissen in höchst interessanter Weise beizukommen (Fig. 30 u. 31). Es ist ein dreiteiliger Holländertrog für wagerechten Stoffumlauf zu denken, in dessen mittlerer Abteilung die große hohle Messerwalze *B* mit drei untereinander starr verbundenen Kränzen J, J_1, J_2 drehbar mit der Achse *L* angebracht ist. Die Messerung *K* ist in bekannter Weise mit einer Zellenweite *d* eingebaut. Die Arme *C* der beiden äußeren Kränze J_1 und J_2 sind als Propellerflügel ausgebildet, welche durch die offen gelassenen Stirnflächen der Walze *B* den durch die Seitenkanäle A_1 A_2 herankommenden Stoff in das Innere der Walze *B* schaffen und unter Druck von innen gegen außen in die Messerzellen abgeben, die sich danach mindestens im unteren Teile vollfüllen müssen. So wird eine große Stoff-

[19]) Man vergleiche z. B. hier die *Kron*schen Holländerkonstruktionen, bei denen durch eine Schraubenpumpe der Stoff auch lotrecht eine ziemlich bedeutende Höhe emporgeschafft wird und der Walze zufließt. D. p. J. 1888, Bd. **268**, S. 400.

menge sicher über das Grundwerk E mit- und bis zu dem Sattel F emporgenommen, wo der Stoff ausgeschleudert und neuerlich den Seitenkanälen $A_1 A_2$ überliefert wird. Eine Haube umgibt die eigentümliche Walze vollständig, um ungehörigen Stoffaustritt hintanzuhalten.

Interessant ist auch der von *Hermann Schulte* (D. R. P. 164184, österr. Patent 17983) gemachte Vorschlag, um

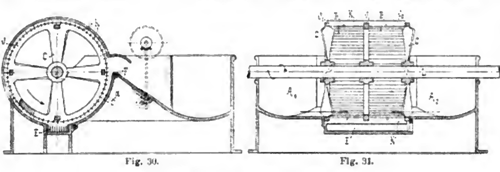


Fig. 30. Fig. 31.

Fig. 30 u. 31. Holländer von Beer.

der auf gewöhnliche Art nur geringfügig erfolgenden Füllung der Zellen an der Walze beizukommen und damit schließlich auch rascher zu mahlen (Fig. 32). *Schulte* teilt das Grundwerk $G_1 G_2$ und führt durch einen von verschiedenen Orten, z. B. bei X_1, zugänglich zu machenden Kanal Z Stoff auch von unten an die Walze W zwischen die bei-

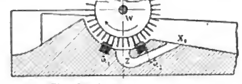


Fig. 32. Holländer von Schulte.

den Grundwerke. Im Einklang mit dem vom Berichterstatter in seinen Holländeruntersuchungen Nachgewiesenen ist die durch Z erfolgende radiale Stoffzuführung besonders vorteilhaft. Allerdings ist die Zugänglichkeit für den Kanal Z eine beschränkte und sind Verstopfungen recht unangenehmer Natur, trotz der Möglichkeit, einen gebogenen Räumer in Z einzuführen, nicht ausgeschlossen.

Picard sucht (D. R. P. 133072) bessere Zellenfüllung dadurch zu erreichen, daß er das Waten der Walze in dem Stoff bei dem Zulauf des letzteren durch einen stellbaren Schuh tunlichst einschränkt. Hierdurch wird aber die zur Zellenfüllung verfügbare Zeit auch eingeschränkt und daher kann der Nutzen kaum den Erwartungen entsprechen. Auch bei dem Holländer von *Melvin A. Mills* ist ähnliches vorgeschlagen (amerikan. Patent 726726), überdies aber auch noch eine kleine Messerwalze deshalb als vorteilhaft erklärt, weil dann die Kraft (der Arbeitswiderstand) an einem kleineren Halbmesser wirkt, also auch weniger Kraft verbraucht wird. Der Erfinder hat dabei ganz vergessen, daß dann auch die Umfangsgeschwindigkeit und mit ihr die Leistung proportional kleiner wird. Ist ja doch nicht blos theoretisch, sondern auch durch praktische Erprobung der Erfolg großer Messerwalzen nachgewiesen! —

Theodor Bäßler sucht Vergleichmäßigung und gründliche Mischung bei seinen Holländern (D. R. P. 126264 u. 132664) dadurch zu erzwingen, daß er den im wesentlichen wagerecht ausgebildeten Trog vor und hinter der Walze zu einem gegenüber der Walzenbreite ziemlich schmalen Kanal zusammenzieht. In einer ersten Ausführung soll letzterer ein geschlossenes Rohr bilden. Diesem gegenüber sind alle Bedenken zu äußern, die für Untergrundkanäle bekannt geworden sind. *Bäßler* selbst scheint auch unangenehme Erfahrungen gemacht zu haben, weil er im zweiten Patente den Rücklaufkanal in der Längenausdehnung wohl recht schmal beläßt, aber ungefähr elliptisch und oben offen ausbildet, um einen auf schief gestellter Achse angebrachten Kranz mit Förderschaufeln, von oben in den Stoff eintretend, wirken zu lassen und dadurch den Stofflauf beschleunigen zu können.

Bei seinen Untergrundholländern füllt *J. du Pont* (amerikan. Patent 720379) den Untergrundkanal vollständig durch eine Förderschnecke aus, um sicher jeden Stoffteil zu fassen und weiter zu schieben. Um auch sehr gut zu mischen, wird am Ende der Förderschnecke, knapp bevor der Stoff nach oben gegen die Walze zurückkehrt, ein kurzes Stück einer gegenüber den anderen Teilen der Schnecke entgegengesetzt gekrümmten Schraubenfläche angeordnet und damit Wirbel veranlaßt, welche den Stoff durcheinander bringen.

Ferdinand Pitzler arbeitete an seinen Holländern[20] weitere Vervollkommnungen aus, um durch besondere Haubengestalt die Arbeit, insbesondere die Mischung zu verbessern. Nach D. R. P. 130382 (Fig. 33 und 34) wird die im wesentlichen zur Walze konzentrische Wand u angebracht, die allenfalls im unteren Teile mit einer stellbaren, die Weite n über dem Kropf regelnden Klappe aus-

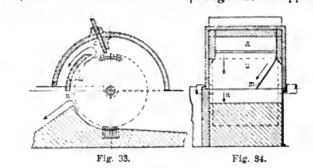


Fig. 33. Fig. 34.

Fig. 33 u. 34. Holländer von Pitzler.

gestattet ist. Bezweckt wird, denjenigen Teil des Stoffes, der unmittelbar bei n über den Kropf gelangt, mit dem erst später über die obere Kante a von u abgeschleuderten und in den Trog zurücksinkenden Stoff zu mischen. Dabei kann eine an der Rückseite von u angebrachte schiefe Wand m den Stoff ablenken und gegen eine für die Mischung vorteilhafte Stelle des Troges leiten. In den D. R. P. 144477 und 148027 wird mit Hilfe der erwähnten Klappe, die unmittelbar an eine im wesentlichen ganz konzentrisch zur Walze angeordneten Haube schließt, um die Walze ein Hohlringraum geschaffen, in den der Stoff von der Walze geschleudert und erst durch eine Oeffnung in der Nähe des oberen Scheitels der Haube an einen Kanal abgegeben werden soll, dessen Krümmung so zu wählen ist, daß die gewünschte gründliche Mischung des aus dem Kanal in den Trog zurückgeführten Stoffes mit demjenigen erzielt wird, der sich schon im Troge befindet. Aehnliches wird auch durch das *Pitzler*sche D. R. P. 149173 bezweckt, ob auch erreicht, können mit Rücksicht auf die dabei in Frage kommenden verhältnismäßig engen Querschnitte, nur unmittelbare Versuche sicher entscheiden.

(Fortsetzung folgt.)

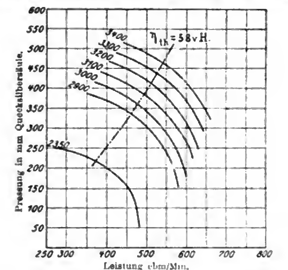
[20]) Vergl. D. p. J. 1903, Bd. 318, S. 228 ff.

Zeitschriftenschau.

Dampfturbinen.

Das Turbinengebläse von C. A. Parsons als Hochofengebläsemaschine. (*Fürstenau.*) Die erste Ausführung eines solchen Gebläses wurde 1904 in Betrieb gesetzt; seitdem sind weitere 23 ausgeführt worden. Das erste auf dem Kontinent aufgestellte Gebläse ist dasjenige des Eisenwerks Trzynietz in Oesterreichisch-Schlesien mit einer normalen Leistung von 450 cbm Luft i. d. Minute. Je nach der Fördermenge schwankt die Umdrehungszahl zwischen 2400 u. 3400 i. d. Minute, die Luftpressung zwischen 0,2 u. 0,7 kg/qcm. Die Dampfturbine der bekannten *Parsons*schen Bauart steht unter dem Einfluß eines Federregulators, dessen Hülsenbelastung durch eine Federspannvorrichtung für die weit auseinanderliegenden Umdrehungszahlen geändert werden kann. Die Hülse besitzt zu diesem Zwecke zwei Ringnuten; in der einen greift der Hebel der Federwage, in der anderen der Schwinghebel für die Dampfsteuerung an. Die Regulatorspindel wird von der Turbinenwelle durch ein Schneckenrad angetrieben. Ein weiterer, auf der gleichen Spindel sitzender Pendelregulator, dessen Gewichte erst bei Ueberschreitung einer bestimmten höchsten Umdrehungszahl ausschlagen und durch die Vermittlung eines Schneckengetriebes das Absperrventil zum Schluß bringen, dient als Sicherheitsregulator beim Versagen der normalen Regulierung. Am Ende der senkrechten Regulatorspindel sitzt der Kolben einer Kapselpumpe, welche das Drucköl für die Lager liefert.

Der Abdampf der Turbine wird in einem Oberflächenkondensator niedergeschlagen. Ein Elektromotor treibt die Kühlwasserkreiselpumpe unmittelbar, die trockne Schieberluftpumpe und die Kondensatpumpe durch Riemen an. Beim Versagen der Kondensation vollzieht sich die Umschaltung auf Auspuff selbsttätig durch eine Klappe im Turbinengehäuse, welche im normalen Betrieb durch das Vakuum festgesogen wird.



Die leichte Anpassung der Dampfturbine an wechselnde Betriebsverhältnisse macht sie zum Antrieb von Gebläsemaschinen äusserst brauchbar. Das Gebläse von *Parsons* selbst besteht aus einer Reihe vielschaufeliger Ventilatoren, die hintereinander geschaltet und durch Leitschaufelkränze von einander getrennt sind. Entsprechend der Luftverdichtung nach dem Austritt hin, ist die Länge der Schaufeln dreimal abgestuft. Das Gebläse stellt so das umgekehrt angeordnete Gegenstück zur Dampfturbine dar, durch welche es seinen Antrieb erhält. Die Formen des Gebläsezylinders, der mit dem Grundrahmen aus einem Stück gegossen ist, mit seinen Stutzen für den Luftein- und -austritt, sind einfach und mit Rücksicht auf einen günstigen Luftweg gewählt. Die Windleitung ist in der Nähe des Gebläses mit dem Mauerwerk verankert unter Zwischenschaltung eines elastischen Stückes, um Erschütterungen durch die Luftbewegung in der Windleitung möglichst von dem Gebläse und der Turbine fern zu halten. Die Turbine und das Gebläse sind auf freier Decke, nicht auf einem festen Fundament aufgestellt und zeigen nicht die geringsten Erzitterungen.

Die Gebläsewelle ist wie die Dampfturbinenwelle in Lagern mit mehrfachen, konzentrisch ineinandersteckenden Schalen gestützt; der Achsialschub wird durch Kammleger an den Enden beider Wellen aufgenommen, so weit dies nicht durch die Entlastungskolben der Turbinen- und Gebläsespindel geschieht. Auf der Gebläsewelle sind die 25 Laufräder warm aufgezogen sie bestehen aus einer Scheibe von Panzerblech und tragen an ihrem Umfang in schwalbenschwanzförmiger Nut eingesetzte Stahlschaufeln. Weiter hat das Gebläse keine beweglichen Teile. Versuche mit verschiedenen Luftmengen, Pressungen und Umdrehungszahlen haben folgende Beziehungen ergeben: Bei gleichbleibender Luftpressung ändert sich die geförderte Luftmenge in gleichem Verhältnis mit der Umdrehungszahl. Bei gleichen geförderten Luftmengen ändern sich die Umdrehungszahlen mit den Quadratwurzeln aus den Luftpressungen. Wird im Falle des Gichtstürzens der Wind am Hochofen abgesperrt, so steigt der Druck bis auf einen ganz bestimmten Höchstwert, wie aus vorstehendem Diagramm hervorgeht. Es braucht jetzt nicht, wie beim Antrieb durch Kolbenmaschinen, die Umdrehungszahl herabgesetzt zu werden, damit das Gebläse nicht stecken bleibt, sondern es läuft in der gepreßten Luft einfach weiter, um die Luftförderung sofort wieder aufzunehmen. Dieses Verhalten ist für den Betrieb äußerst wertvoll.

Bei einem vierstündigen Versuch wurden folgende Ergebnisse gewonnen:

Dampfdruck am Absperrventil der Turbine	8,4 at abs.
Dampftemperatur am " " "	168° C.
Kondensatorspannung	0,045 at abs.
Uml./Min.	3170,3
Windpressung	336,66 mm Hg.
Windmenge	578,65 cbm/Min.
Temperaturerhöhung der Luft	58,7° C.
Dampfverbrauch i. d. Stunde	5348,7 kg.

Die Windgeschwindigkeit zur Bestimmung der Windmenge wurde mit Hilfe einer *Pitot*schen Röhre gemessen. Als thermischer Wirkungsgrad, d. i. Verhältnis der Temperaturerhöhung (33,2°) bei adiabatischer Kompression zur tatsächlich erreichten Temperaturerhöhung ergaben sich 56,5 v. H.

Jedes Kilogramm Luft nimmt eine Arbeit von $58,76 \cdot c_v \cdot 426 = 4260$ mkg auf, so daß sich für 578,65 cbm/Min. eine Leistung des Gebläses von

$$\frac{4260 \cdot 578{,}65}{0{,}76 \cdot 75 \cdot 60} = 717{,}5 \text{ PS ergibt.}$$

Mit einem mechanischen Wirkungsgrad des Gebläses von 85 v. H. beträgt die effektive Turbinenleistung 842 PS_e und somit der Dampfverbrauch f. d. effektive Pferdestärke und Stunde 6,35 kg, ein für gesättigten Dampf sehr günstiger Wert. Im Vergleich zum Dampfverbrauch der Kolbenbläsemaschinen wurden nahezu 15 v. H. an Dampf gespart, also abgesehen von den Ersparnissen in der Einrichtung, der Wartung und Unterhaltung ein recht bedeutender Gewinn. (Zeitschr. d. V. d. I. 1907, S. 1125—1132.) *M.*

Eisenbahnwesen.

Einphasen-Wechselstrombahn. (*Durand.*) Die erste Einphasen-Wechselstrombahn der *Westinghouse-Gesellschaft* ist in Europa in *Bergamo* (Italien) in Betrieb gesetzt worden. Zum Betriebe dient Strom von 6000 Volt und 25 Perioden, der durch hydraulische Turbinen erzeugt wird. Den Strom für die Beleuchtung der Bahnhöfe liefern besondere Maschinen. Die Leitungen sind auf einem teils aus Auslegermasten, teils aus Jochen bestehen-

den Gestänge geführt und zwar dient eine achtförmige Kupferleitung von 8 mm Durchm. als Fahrleitung, eine weitere Leitung vom gleichen Querschnitt als Speiseleitung und zwei Leitungen von je 4 mm Durchm. als Beleuchtungsleitungen für die Bahnhöfe. Zur Rückleitung des Fahrstromes dienen allein die Fahrschienen, die leitend miteinander verbunden sind.

Die Fahrleitung ist mittels Klemmen aus schmiedbarem Guß und Flacheisenstreifen an einen siebenlitzigen Tragseil aufgehängt. Auf der geraden Strecke beträgt die Spannweite 35 m, auf die vierzehn Aufhängepunkte für den Fahrdraht kommen. In Krümmungen ist die Spannweite entsprechend geringer; dort wird der auf den Fahrdraht kommende Seitenzug durch Spanndrähte aufgenommen. Aehnliche Anordnungen sind auch auf der geraden Strecke vorhanden, um Hin- und Herpendeln der Fahrleitung zu verhindern. Zur Aufhängung des Tragseiles dienen paarweise angeordnete zweiteilige Isolatoren mit durchgehenden Tragstiften, die auf aus zwei 60 mm hohen U-Eisen bestehenden Querträgern befestigt sind. Die durch Oelschalter herzustellenden Verbindungen zwischen der Speiseleitung und der Fahrleitung sind so angeordnet, daß die Abschaltung von Teilen der Strecke zur Vornahme von Ausbesserungsarbeiten bewirkt werden kann. Da jedoch betriebsmäßig zwei Lokomotiven zusammenfahren können und mit ihren 12 m voneinander entfernten Stromabnehmern die Unterbrechungsstellen in der Fahrleitung überbrücken könnten, sind gegen beide Leisungsabschnitte isolierte Zwischenstücke von je 15 m Länge eingeschaltet. Die zur Rückleitung dienenden Fahrschienen sind alle 800 m durch 2 m tief in den Erdboden eingelassene verzinkte Eisenbleche geerdet.

Die zum Betriebe dienenden Lokomotiven, vorläufig fünf, sind mit vier 57 PS-*Westinghouse*-Einphasenmotoren, ausgerüstet, die in Drehgestellen angeordnet sind und die Laufräder mit einfachem Zahnradvorgelege (15 : 70 Uebersetzung) antreiben. Zur Stromabnahme von der Fahrleitung dient ein durch Luftdruck zu steuernder Scherenstromabnehmer. Den Motoren wird der Strom über einen Transformator zugeführt, der die Fahrleitungsspannung (6000 Volt) auf 250 Volt herabsetzt. Der Transformator ist als Spartransformator mit nur einer Spule gebaut und wird durch einen Ventilator gekühlt. Die Regelung der Motoren geschieht durch Anschließen an die Klemmen des unterteilten Niederspannungsteiles des Transformators. Die hierzu nötigen Schalter werden ebenso wie die Stromabnehmer durch Druckluft gesteuert, die über elektromagnetisch überwachte Ventile in die entsprechenden Luftzylinder eingelassen wird.

Die Motoren sind mit Kompensationswicklungen auf dem feststehenden Teil und in Nuten verlegten Neusilberwiderständen zwischen der Ankerwicklung und den Kommutatorlamellen zur Verringerung des Bürstenfeuers versehen; dem gleichen Zwecke dienen Ausgleichsleitungen für die Ankerwicklung, die besonders nützlich sind, wenn Ankerachse und Feldachse infolge Lagerabnutzung nicht mehr übereinstimmen.

Die Lokomotiven vermögen einen 100 t-Zug mit einer Geschwindigkeit von 56 $^{km}/_{Std.}$ zu befördern. Auf einer Steigung von 2 v. H. kann ein 130 t Zug noch mit 18 $^{km}/_{Std.}$ Geschwindigkeit gezogen werden. (Elektrical Review New York 1907. Bd. I, S. 1012—1015.) *Pr.*

Eisenbeton.

Probebelastung von Voutendecken. (*Koenen.*) Um die Frage der Größe des Biegungsmomentes in den Feldmitten von durchgehenden, mit den unterstützenden Trägern zusammenhängenden Eisenbetonplatten zu klären, sind im Königlichen Material-Prüfungsamt in Groß-Lichterfelde die *Koenen*schen Voutenplatten einer Probebelastung unterzogen worden. Ein Raum von 25,35 m lichter Länge und 5,00 m lichter Weite wurde in der Weise überdeckt, daß zwischen Unterzügen verschiedener Form (Bulbeisen, I-Träger und Eisenbetonbalken) Eisenbetonplatten gespannt waren, welche konsolartig an die Unterzüge anschlossen. Die Eiseneinlagen liegen in den Feldmitten an der Unterseite, an den Unterzügen an der Oberseite und sind teils um die Flanschen der letzteren herumgekröpft, teils ohne Kröpfung in das Nachbarfeld übergeführt. Die Enden der Unterzüge sind an den Auflagern fest eingemauert.

Durch diese Anordnung wird erreicht, daß die Belastung eines Feldes auch die benachbarten Felder in Anspruch nimmt, oder daß jedes Deckenfeld durch die Mitwirkung der benachbarten Felder entlastet wird, und daß der Drehungswiderstand der zwischen die Platten eingeschlossenen Trägerkörper ebenfalls die einzelnen Deckenplatten entlastet. Außerdem soll durch die konsolartige Ausbildung der Plattenenden ein gewölbeartiger Widerstand in der Platte erzeugt werden, so daß die bei teilweiser Belastung an der Oberseite auftretenden Zugspannungen unschädlich gemacht werden. Endlich soll die Eiseneinlage wegen ihrer Form wie eine Kette oder wie ein über die Unterzüge weglaufender angespannter Faden wirken, der schon allein die Querkräfte aufnehmen und auf die Unterzüge übertragen kann.

Die gewöhnlichen Formeln über die Drehung der Endtangenten und die Durchbiegung eines Trägers können auf diese Deckenform nicht ohne weiteres angewendet werden, da infolge der Querschnittsänderung innerhalb der Plattenenden das Trägheitsmoment der Platte nicht konstant ist.

Auf zeichnerischem Wege wird der Einfluß des veränderlichen Trägheitsmomentes auf die Verdrehung und die Durchbiegung der Voutenplatten nachgewiesen. Es zeigt sich, daß die Einspannungsmomente mit der Höhe und der Ausladung der Vouten wachsen und daß die Momentennullpunkte näher nach der Plattenmitte liegen, als bei Platten mit konstantem Querschnitt. Mit der Verdrehung der Unterzüge ist jedoch wieder nach der Mitte der Träger hin eine Abnahme des Einspannungsmomentes verbunden.

Der theoretischen Ableitung entsprechen die Ergebnisse der Probebelastung, welche nach den amtlichen Bestimmungen vom 16. April 1904 vorgenommen ist. Die Belastung wurde auf eine mehrere cm starke Sandschicht aufgebracht und bestand aus dicht über die Fläche verteilten Sandsäcken und Eisenbarren. Es wurde nur die Hälfte der Deckenfelder belastet, so daß zwischen den belasteten Feldern immer ein unbelastetes Feld vorhanden war. Die Durchbiegungen wurden in den belasteten Feldern an drei Stellen, in den unbelasteten Feldern an einer Stelle gemessen. Aus den Durchbiegungen wurde unter Annahme des Elastizitätsmoduls des Betons zu 230000 bezw. zu 315000 die Größe der Einspannungsmomente berechnet, so daß sich ihr Einfluß auf die Biegungsmomente in den Feldmitten ermitteln ließ. Die auftretenden Spannungen sind nach den amtlichen Bestimmungen berechnet. Die größte Druckspannung im Beton betrug 75,9 $^{kg}/_{qcm}$, die größte Zugspannung im Eisen 1498 $^{kg}/_{qcm}$. Weder an der Unterseite in den belasteten Feldern, noch an der Oberseite in den unbelasteten Feldern wurden Risse bemerkt, auch waren keine nennenswerten bleibenden Durchbiegungen zu beobachten.

Das Ergebnis der Probebelastung ist, daß das größte Biegungsmoment aus der Nutzlast in den Mittelfeldern $< \frac{pl^2}{24}$ und in den Endfeldern $< \frac{pl^2}{13}$ ist, so daß es gerechtfertigt erscheint, diese Werte bei der Berechnung der Abmessungen zu Grunde zu legen. (Mitteilungen über Zement, Beton- und Eisenbetonbau der deutschen Bauzeitung 1907, S. 49—50 und S. 54—56.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Lokomotivbau.

Lokomotivenantrieb. (*Jahn.*) Nach einer eingehenden Untersuchung über die verschiedenen Antriebsarten bei Lokomotiven kommt der Verfasser zu folgenden Hauptergebnissen:

1. Die Verbundwirkung beeinflußt die Eigenschaften sämtlicher Bauarten in günstigster Weise. Der Hochdruckzylinder soll bei der Lokomotive mit zwei Innenzylindern

die voreilende, bei der mit zwei Außenzylindern die nacheilende Kurbel antreiben.

2. Die Lokomotive mit zwei Außenzylindern ist allen andern Bauarten, besonders der mit zwei Innenzylindern, erheblich unterlegen.
3. Die Vierzylinder-Verbundlokomotive steht hinsichtlich der Umfangskräfte ungefähr auf gleicher Stufe mit der Innenzylinder-Verbundlokomotive; hinsichtlich der Lagerdrücke und der Rahmenbeanspruchung ist sie allen anderen Bauarten bei weitem überlegen.
4. Die Dreizylinder-Verbundlokomotive ist hinsichtlich der Umfangskräfte und Lagerdrücke der Innenzylinder-Verbundlokomotive gleichwertig; bei Vorwärtsfahrt, gezogenem Zug und 0,2 Füllung bei 60 km Geschwindigkeit ist die Rahmenbeanspruchung sogar erheblich geringer als bei dieser. Nur bei großen Füllungen sind die Rahmenbeanspruchungen nicht eben günstig.

Man wird sich im allgemeinen für eine zweizylindrige Lokomotive entscheiden, sofern nicht die Unterbringung der Zylinder wegen zu großer Durchmesser Schwierigkeiten macht, wegen sehr hoher Geschwindigkeiten ein besonders guter Massenausgleich gewünscht wird, und dergl. mehr. Von den Zweizylinderlokomotiven verdient die Innenzylinderlokomotive, und zwar — wenn Verbundanordnung gewählt wird — mit voreilender Hochdruckkurbel entschieden den Vorzug. Die früher als Nachteile betrachteten Umstände: die gekröpfte Welle und die höhere Kessellage, sind heute keine Nachteile mehr. Die Zugänglichkeit des Triebwerkes ist freilich erschwert, doch kann diese durch bessere Einrichtung der Löschgruben in den Lokomotivschuppen erleichtert werden.

Bei Versuchen der dänischen Staatsbahnen wurden hinsichtlich der sonstigen Gesamtanordnung genau gleiche Innen- und Außenzylinderlokomotiven in Betrieb gestellt. Bei ersteren konnten infolge der schwächeren Rahmenausführung, und weil das Zylindergußstück gleichzeitig die Rahmenversteifung bildet, 1620 kg an Rahmen und Zubehör gespart werden; die Laufdauer der Reifen war fast doppelt so groß.

Die *Reibungszahl* ist bei elektrischen Lokomotiven größer festgestellt und die Ursache hierfür u. a. im Stromdurchgang durch Rad und Schiene gesucht. Man braucht nicht auf derartige rätselhafte Vorgänge zurückzugreifen, wenn man nicht in den Fehler verfällt, zu glauben, daß sich die Umfangskräfte gleichmäßig durch die Welle von Rad zu Rad und durch die Kuppelstange von Achse zu Achse verteilen. Ersteres trifft nur für Innentriebwerke teilweise, letzteres häufig nur sehr unvollkommen zu. Die Umfangskraft am einzelnen Rad ist maßgebend. Uebersteigt diese die Reibungsgrenze, so gleitet das Rad und wird durch Wellenverdrehung ein Teil der Umfangskräfte auf das Rad der anderen Seite übertragen. Sind bis dahin die Kuppelstangen infolge zu großer Spielräume an den Stangenlagern oder am Kuppelachslager noch spannungslos, so gleitet die Triebachse weiter und teilt den Stangen Spannung mit. Folgende Tatsachen werden angegeben:

1. Die gewöhnlich benutzte Reibungszahl $\mu = {}^1/_6$ bis ${}^1/_7$ ist erheblich kleiner als die wahre, die größer als ${}^1/_4$ sein dürfte.
2. Bei Lokomotiven kommt die Reibung dem letztgenannten Wert um so näher, je gleichmäßiger die Umfangskraft ist und je vollkommener die Kuppelstangen ihren Zweck erfüllen. Hierzu sind die Spielräume der Stangenlager möglichst klein und der Spielraum der Triebachsen etwas größer als der an der Kuppelachse zu halten.
3. Ungekuppelte Lokomotiven werden mit größerer Reibungszahl arbeiten als gekuppelte, Innenzylinderlokomotiven mit größerer als solche mit Außenzylindern. An erster Stelle stehen also ungekuppelte Innenzylinderlokomotiven. Die hohen Zugkräfte englischer Lokomotiven dieser Bauart bestätigen dies.
4. Wenn man elektrische Lokomotiven mit gekuppelten Achsen ausführt, so geht ein Teil der Vorzüge, den der elektrische Antrieb hinsichtlich hoher Reibungszahlen bietet, wieder verloren.

(Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1907, S. 1046—1055, 1098 bis 1106 und 1141—1144.) *Kr.*

Dampfturbinen-Lokomotiven. (*Felix Langen.*) Die Anwendung der Dampfturbine zum Antrieb von Lokomotiven erscheint verlockend durch den gänzlichen Fortfall der störenden Bewegungen und Gefahren, welche bei hoher Fahrgeschwindigkeit durch die Massen des Triebwerks auftreten. Bei unmittelbarer Kupplung der Turbine auf der Radachse, welche für hohe Leistungen und Geschwindigkeiten allein in Frage kommt, kann aber die Umfangsgeschwindigkeit der Turbine höchstens gleich der Zuggeschwindigkeit werden, bei 200 km/Std. Fahrgeschwindigkeit, also nur etwa 50 m i. d. Sek. Eine so geringe Umfangsgeschwindigkeit verlangt aber entweder eine Turbine mit vielen Stufen oder aber es wird die Dampfausnutzung, die bei dem allein möglichen Auspuffbetrieb ohnehin schon eine beschränkte ist, ungünstig. Eine Turbine, welche mit 16 at Anfangsdruck bei einer Dampftemperatur von 450° arbeitet, müßte zwölf Druckstufen mit je zwei Geschwindigkeitsstufen haben und ergäbe mit einem thermischen Wirkungsgrad von 60 v. H. einen Dampfverbrauch von 6,6 kg f. d. PS_e und Stunde. Der Abdampf mit einer Temperatur von 230° könnte das Speisewasser um 165° vorwärmen, so daß sich mit einem Kesselwirkungsgrad von 50 v. H. bei einem Heizwert der Kohlen von 8000 WE f. d. kg ein Kohlenverbrauch von 1,06 kg f. d. PS_e und Stunde ergibt, ein Wert, der den Verbrauch bei Lokomotiven mit Kolbenmaschinen um mehr als ein Viertel unterschreitet. Für eine geringere Fahrgeschwindigkeit von 120 km i. d. Stunde errechnet sich mit einem thermischen Wirkungsgrad der Turbine von 42 v. H. ein Kohlenverbrauch von 1,43 kg f. d. PS_e und Stunde; auch hierbei könnte sie mit der Kolbenlokomotive noch in Wettbewerb treten. Die Anordnung könnte so getroffen werden, daß von sechs Achsen — je zwei in einem Drehgestell vereinigt — vier Turbinenantrieb erhalten, wobei je drei Druckstufen auf einer Achse in einem Gehäuse untergebracht sind. Die Möglichkeit, den Turbinenantrieb bei Lokomotiven auszuführen und bei Dauerfahrten wirtschaftlich zu gestalten, liegt also vor. Die Erhöhung der Wirtschaftlichkeit durch Anordnung eines Oberflächenkondensators mit Luftkühlung ist ausgeschlossen, da sich schon bei einem Kondensatordruck von 0,5 at abs. eine Kühlfläche von etwa 4000 qm ergeben würde. Zum Rückwärtsfahren würde wohl am zweckmäßigsten eine besondere kleine Kolbenmaschine angeordnet, welche mittels ausschaltbarer Kupplung auf eine Tenderachse arbeitet. Ein schlimmer Punkt beim Antrieb durch Dampfturbinen ist deren geringes Anzugsmoment, besonders bei Verwendung einer geringen Stufenzahl. Während einer längeren Anfahrzeit wird aber unverhältnismäßig viel Dampf verbraucht. Die Gefahr, daß der Kessel bei Stillstand der Lokomotive und beim Anfahren leer gepumpt wird, liegt nahe. Bei dem häufigen Anhalten und der Fahrtverminderung unseres mitteleuropäischen Bahnbetriebes liegen die Verhältnisse für die Dampfturbinen-Lokomotive sehr ungünstig. Bei der Neuanlage von Schnellbahnen wird wohl nur elektrischer Antrieb in Frage kommen. (Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1907, S. 305—307.) *M.*

Technische Chemie.

Mischkristalle. (*Tammann.*) Nach der von *Mitscherlich* seinerzeit aufgestellten Regel bilden chemisch analog zusammengesetzte Körper Mischkristalle. *Tammann* suchte auf Grund der zahlreichen metallographischen Untersuchungen, die unter seiner Leitung ausgeführt wurden, einen Zusammenhang zwischen der Fähigkeit zweier Elemente, Mischkristalle zu bilden, und ihrer gegenseitigen Stellung im periodischen System. Er gibt folgende Zusammenstellung:

I. Im *flüssigen* wie im *festen* Zustande mischen sich in jedem Gewichtsverhältnis:

Cu Mn Cu Ni Ag Au Mg Cd Bi Sb Mn Fe Mn Ni Mn Co Fe Co Fe Ni Ni Co Pt Cu Pt Au Pd Cu Pd Ag Pd Au In Pb Br J.

Es bilden nicht nur Elemente derselben Gruppe des periodischen Systems Mischkristalle, sondern auch oft solche, die verschiedenen Gruppen angehören; aber im letzteren Falle handelt es sich immer um Metalle von hohem Schmelzpunkte.

Unter diesen 18 Legierungen ist nur *eine*, In Pb, wo zwei Elemente mit verhältnismäßig tiefem Schmelzpunkt, die *nicht* zu derselben Gruppe des periodischen Systems gehören, eine lückenlose Reihe von Mischkristallen bilden.

II. Im flüssigen Zustande lösen sich folgende Paare beim Schmelzpunkt des höher schmelzenden Bestandteiles nur so wenig ineinander, daß die Löslichkeit nicht mehr genau bestimmt werden konnte:

Ag Fe Ag Co Zn Pb Zn Te Zn Bi Cd Al Al Tl Al Pb Al Bi Fe Te Fe Pb Fe Bi Mn Bi Mn Pb Na Mg Na Al Na Zn.

III. Folgende Paare sind im flüssigen Zustande miteinander in allen Verhältnissen mischbar, trennen sich aber beim Erstarren:

Cu Ag Au Pb Au Sb Mg Zn Al Mg Mg Sn Mg Pb Mg Sb Mg Bi Sb Zn Sb Cd Sn Co Te Cu Na Hg Na Sn Na Cd.

IV. Folgende Paare sind im flüssigen Zustand unbegrenzt, im festen Zustande nur in den gleichzeitig angegebenen Grenzen ineinander löslich:

1. Cu Tl Cu Pb Cu Fe Cu Co Ag Tl Ag Sn Ag Bi Ag Ni
10 0 3 0 2,5 3 4 10 10 0 20 0 5 0 0 4

Ag Bi Zn Hg Zn Al Hg Pb Pb Ni Mn Bi
5 0 33 0 0 < 0 35 0 4 > 0

2. Cu Zn Cu Cd Cu Al Cu Sn Ag Mg Ag Zn Ag Al Ag Sb
30 2,5 1-2 0 10 4 5 0 28 0 22 4 16 0 15 0

Au Zn [1] Au Cd Au Sn Mg Tl Mg Sn Al Fe Bi Tl Sn Mn Sn Fe
30 8 18 0 4 0 8 0 0 5 0 35 0 7 0 4 0 19

Sn Ni Pb Ni Sb Ni
0 15 0 4 0 7,5

Die Zahlen bedeuten Gewichtsprozente, z. B. sagt Cu Pb / 3 0 aus, daß sich im kristallisierten Kupfer drei Gewichtsprozente Blei lösen, dagegen im erstarrten Blei kein Kupfer gefunden wird. Die Paare der Reihe 1 bilden keine Verbindungen, wohl aber die der zweiten Reihe.

In allen den 34 unter 1 und 2 aufgezählten Fällen löst das höher schmelzende Element mehr Atomprozente vom niedriger schmelzenden Element als umgekehrt.

In den drei folgenden Fällen löst das niedriger schmelzende Element mehr:

Au Fe Cd Hg [1] Tl Sb
26 28 28 75 22 0

V. Unsicher ist es, ob Mischkristalle auftreten, oder wie die Endglieder der beiden Reihen von Mischkristallen zusammengesetzt sind, bei folgenden Paaren:

Cu Ag Cu Au Cu Sb [2] Cu Cd Au Al Au Te Au Ni Zn S. Zn Bi Cd Tl Cd Sn [2] Cd Pb Cd Bi Hg Te Al Sn Al Bi Te Sn Sn Pb [2] Pb Bi Sn Bi Na Bi Ba Sb.

Am Schlusse fast *Tammann* die Ergebnisse seiner Arbeit folgendermaßen zusammen: „Während aus den binären Schmelzen die Metalle mit hohem Schmelzpunkte in der Regel nicht als reine Metalle, sondern als Mischkristalle auskristallisieren, scheiden sich die Metalle mit niedrigem Schmelzpunkt in der Regel als praktisch reine Kristalle aus. Wenn die Schmelzpunkte beider Metalle hoch liegen, so tritt in der Regel lückenlose Mischbarkeit auf. Bestimmender als die chemische Analogie auf die Fähigkeit der Elemente, Mischkristalle zu bilden, ist die *Temperatur der Kristallisation*. Die Gründe hierfür können in der *größeren kinetischen Energie* gesucht werden, welche die Moleküle des in der Schmelze gelösten Stoffes bei höherer Temperatur besitzen, und in dem *größeren Abstande*, welchen die Moleküle in den Kristallen des schwerer schmelzenden Stoffes bei höheren Temperaturen voneinander haben. (Zeitschrift f. anorgan. Chemie, 53, 1907, S. 446 bis 456.) *A.*

[1] Atomprozente.

[2] Aus der elektrischen Leitfähigkeit der Cu Sb-Legierungen läßt sich schließen, daß sich keine Mischkristalle bilden. Das Gleiche gilt von Sn Pb, Zn Sn, Cd Zn; dagegen ergibt die Leitfähigkeitsänderung mit dem Gehalt, daß Cu wohl Sb, nicht aber Sb auch Cu im festen Zustande löst.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Der praktische Elektriker. Populäre Anleitung zur Selbstanfertigung elektrischer Apparate und zur Anstellung zugehöriger Versuche nebst Schlußfolgerungen, Regeln und Gesetzen. Mit 570 Abb. Von Professor *W. Weiler.* Fünfte, vielfach umgearbeitete Auflage. Leipzig. Moritz Schäfer.

Bibliothek der gesamten Technik. 1. Band. *Die Montage elektrischer Licht- und Kraftanlagen.* Ein Taschenbuch für Ingenieure, Elektromonteure, Installateure und Besitzer elektrischer Anlagen. Von *H. Pöhl,* Oberingenieur. Mit 230 Beispielen und Schaltungen. Zweite neubearbeitete und erweiterte Auflage. Preis geb. M. 2,40.

— 2. Band. *Die Krankheiten elektrischer Maschinen.* Kurze Darstellung der Störungen und Fehler an Dynamomaschinen, Motoren und Transformatoren für Gleichstrom, ein- und mehrphasigen Wechselstrom für den praktischen Gebrauch der Installateure. Von *Ernst Schulz,* Betriebsdirektor, Saalfeld a. S. Mit 42 Abb. Zweite verbesserte Auflage. Preis geh. M. 1,40, geb. M. 1,75.

— 33. Band. *Kitte und Klebstoffe.* Von *Karl Breuer.* Mit 8 Abb. Preis geh. M. 3,40, geb. M. 3,80.

— 39. Band. *Die technischen Gasarten mit Ausschluß des Steinkohlengases und Azetylens.* Von *Hermann Koschmieder,* Zivilingenieur in Charlottenburg. Mit 9 Abb. Preis geh. M. 0,65, geb. M. 0,95.

— 48. Band. *Der Schalttafelwärter.* Von *Emanuel Stadelmann,* Elektroingenieur. Mit 106 Abb. Preis geh. M. 2,40, geb. M. 2,80.

— 50. Band. *Prüfung elektrischer Maschinen und Transformatoren.* Von *Friedrich Weickert,* Ingenieur. Mit 64 Abb. Preis geh. M. 1,80, geb. M. 2,20.

— 52. Band. *Die Feuersicherheit in Kohlenbergwerken.* Von *Karl Langer,* Branddirektor a. D., Brandchef in Livland. Mit 1 Abb. Preis M. 1,60, geb. M. 2,—.

— 53. Band. *Praktische Hydrographie.* Von *Richard Brauer,* K. K. Baurat im Ministerium des Innern in Wien. Mit 24 Tabellen und 38 Abb. Preis geh. M. 3,40, geb. M. 3,80.

— 55. Band. *Reinigung und Beseitigung städtischer und gewerblicher Abwässer.* Von *A. Reich,* Direktor. Mit 32 Abb. Hannover, 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geb. M. 2,20, geb. M. 2,60.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 37. **Berlin, 14. September 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Beanspruchung eines ebenen Scheibenkolbens mit zwei Böden und ohne Rippen.

Von Dr.-Ing. **Max Ensslin**-Stuttgart.

In D. p. J. 1904, Heft 43 wurde die Beanspruchung eines sog. schwedischen Kolbens berechnet und bildlich dargestellt. Dieser war einwandig, der nunmehr zu betrachtende hohle Scheibenkolben (Fig. 1) besitzt dagegen zwei ebene Böden, die als Boden *I* und *II* bezeichnet werden sollen.

Die Wandstärke beider Böden sei h cm, sie sei überall gleich groß. Auf Boden *I* wirke eine gleichmäßige Pressung von p kg/qcm.

Die beide Böden verbindenden Zylinder werden als vollkommen unnachgiebig angesehen. Die Böden selbst seien am innern und äußern Umfang $2\pi R_i$ und $2\pi R_a$ vollkommen eingespannt, so daß die Neigung der elastischen Mittelfläche daselbst bei der Formänderung nicht geändert wird. Die Durchbiegung von Boden *I* und *II* ist gleich groß (s. Fig. 1); sie rührt bei Boden *II* von einer über den äußern Umfang $2\pi R_a$ gleichmässig verteilten konzentrierten Belastung P kg, bei Boden *I* von der gleichmäßig verteilten Oberflächenpressung p kg/qcm, von der auf den ringförmigen Bordrand wirkenden Last P_0 kg und von dem Gegendruck P kg des Bodens *II* her; die beiden letzten Belastungen sind im äußern Umfang $2\pi R_a$ konzentriert und über diesen gleichmäßig verteilt. Die Gesamtdurchbiegung des Bodens *I* kann man sich auch so entstanden denken, daß die drei Teilbelastungen nacheinander wirken und daß die drei von ihnen hervorgebrachten Einzeldurchbiegungen dann algebraisch addiert werden. Wir bezeichnen mit

- z'_2 die Durchbiegung von Boden *I* durch die gleichmäßige Oberflächenpressung p.
- z'_1 die Durchbiegung von Boden *I* durch die konzentrierte Last P.
- z'_0 die Durchbiegung von Boden *I* durch die konzentrierte Last P_0.
- z' die Gesamtdurchbiegung von Boden *I* durch p P P_0 zusammen,

dann ist

$$z' = z'_2 + z'_0 - z'_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

Die Durchbiegung des mit P belasteten Bodens *II* ist nun auch z'_1 und ferner, wie schon bemerkt, gleich der Durchbiegung z' des Bodens *I*, womit Gleichung 1 gibt:

$$2z' = z'_2 + z'_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Diese aus der Art der Formänderung folgende Gleichung dient zur Bestimmung der noch unbekannten Kraft P.

Die in Gleichung 2 vorkommenden Durchbiegungen können aus D. p. J. 1904, Heft 39—43 entnommen werden. Ebenda im Heft 40, Gleichung 26 findet man für die Durchbiegung einer zentrisch durchbrochenen, am innern und äußern Rand vollkommen eingespannten Scheibe, die am innern und äußern Umfang eine konzentrierte Last P trägt:

$$z'_1 = z' = \frac{3}{4}\,\frac{m^2-1}{\pi m^2}\,\frac{P}{h^3}\,\alpha\left[R^2_a - R^2_i - \frac{R^2_i}{1-\frac{R^2_i}{R^2_a}}\left(ln\,\frac{R^2_a}{R^2_i}\right)^2\right] \quad . \quad 3)$$

ebenso für die konzentrierte Last P_0:

$$z'_0 = \frac{3}{4}\,\frac{m^2-1}{\pi m^2}\,\frac{P_0}{h^3}\,\alpha\left[R^2_a - R^2_i - \frac{R^2_i}{1-\frac{R^2_i}{R^2_a}}\left(ln\,\frac{R^2_a}{R^2_i}\right)^2\right] \quad 4)$$

Die gleichmäßige Oberflächenpressung p bewirkt an der innen gestützten und an beiden Rändern vollkommen eingespannten Scheibe nach D. p. J. 1904, Gleichung 51 die Durchbiegung:

$$z'_2 = \frac{a}{32}(R^4_a - R^4_i) - \frac{a}{8}R^2_a\left[R^2_a\,ln\,R^2_a - R^2_i\,ln\,R^2_i - 2(R^2_a - R^2_i)\right] + \frac{k_1}{4}(R^2_a - R^2_i) + \frac{k_2}{2}\,ln\,\frac{R^2_a}{R^2_i} \quad 5)$$

Hierin ist:

$$a = \frac{m^2-1}{m^2}\,\alpha \cdot \frac{6}{h^3}\,p$$

und nach Gleichung 61 und 62 a. a. O.

$$k_1 = \frac{a}{4}(3R^2_a + P^2_i) - \frac{a}{4}\cdot 2R^2_a\,\frac{R^2_a\,ln\,R^2_a - R^2_i\,ln\,R^2_i}{R^2_a - R^2_i}$$

$$k_2 = -\frac{a}{8}R^2_a R^2_i + \frac{a}{8}\,2R^2_a\,\frac{R^2_a R^2_i}{R^2_a - R^2_i}\,ln\,\frac{R^2_a}{R^2_i}$$

Es ist selbstverständlich, daß im vorliegenden Fall die Rechnung nicht allgemein, sondern an einem konkreten Beispiel mit Zahlen durchgeführt wird.

Beispiel: Niederdruckkolben einer Lokomotive (Fig. 1) beim Anfahren mit 6,5 kg/qcm belastet. Wandstärke 24 mm. Sonstige Abmessungen s. Fig. 1. Material: Stahl. Kolbenkörper geschweißt.

Druck auf den ringförmigen Bordrand:

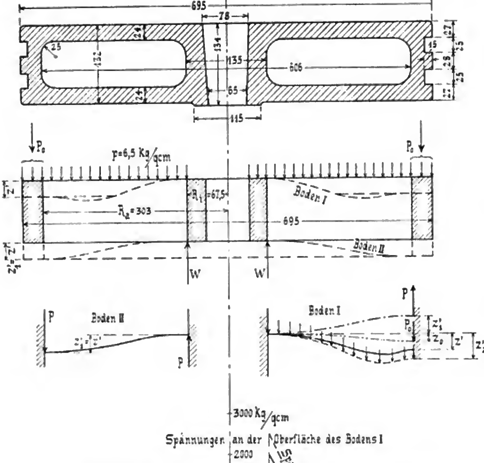
$$P_0 = (\pi/4 \,.\, 69{,}5^2 - \pi/4 \,.\, 60{,}6^2) \,.\, 6{,}5 = 5\;970 \text{ kg}.$$

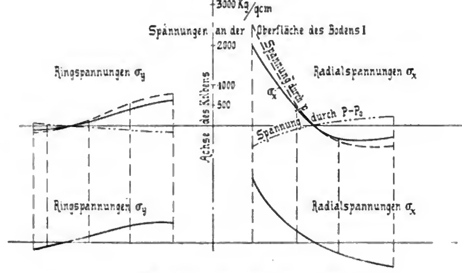
Zahlenwerte zur Ausrechnung der Gleichung 2 bezw. 3 bis 5:

$R^2_a = 918{,}09$ $\quad R^2_a : R^2_i = 20{,}16$
$R^2_i = 45{,}56$ $\quad R^2_i : R^2_a = 0{,}0496$
$R^2_a - R^2_i = 872{,}53$
$R^4_a = 842\,890$
$R^4_i = 2\,075$
$R^4_a - R^4_i = 840\,815$
$ln\, R^2_a = 6{,}8223$
$ln\, R^2_i = 3{,}8191$

$$ln \frac{R^2_a}{R^2_i} = 3{,}0032 \sim 3$$

$$\left(ln \frac{R^2_a}{R^2_i}\right)^2 = 9$$





Spannungen an der Oberfläche des Bodens II

Fig. 1.

Damit gibt Gleichung 3:

$$z' = \frac{3}{4}\,\frac{m^2-1}{\pi m^2}\,\frac{P}{h^3}\,a\left[872{,}53 - \frac{45{,}56}{1-0{,}0496}\cdot 9\right]$$

$$= \frac{3}{4}\,\frac{m^2-1}{\pi m^2}\,\frac{P}{h^3}\,a\,.\,441$$

Ebenso gibt Gleichung 4:

$$z'_0 = \frac{3}{4}\,\frac{m^2-1}{\pi m^2}\,\frac{P_0}{h^3}\,a\,.\,441 = \frac{3}{4}\,\frac{m^2-1}{\pi m^2}\,\frac{5970}{h^3}\,.\,441$$

Nach Gleichung 5 ist mit

$$k_1 = -\frac{a}{4}\cdot 10020 \text{ und } k_2 = +\frac{a}{8}\,222\,200:$$

$$z'_2 = \frac{a}{32}\,840815 - \frac{a}{8}\,918{,}1\,(6086 - 1745)$$

$$+ \frac{a}{16}\,10020\,.\,872{,}5 - \frac{a}{16}\,222200\,.\,3$$

$$= \frac{a}{16}\cdot 533800 = \frac{m^2-1}{m^2}\,a\cdot\frac{3}{8\,h^3}\,p\,.\,533800.$$

Mit den Werten von z', z'_0 und z'_2 liefert Gleichung 2:

$$P = 9070 \text{ kg.}$$

Die Spannungen.

Der Boden *II* trägt die im Umfang $2\,\pi R^i_a$ konzentrierte und über ihn gleichmäßig verteilte Kraft $P = 9070$ kg. Die Stützkraft wirkt im Umfang $2\,\pi R^i_i$. Die beiden Ränder der zentrisch durchbrochenen Scheibe sind vollkommen eingespannt, d. h. so mit der Kolbennabe und dem Bordrand verbunden, daß die elastische Mittelfläche daselbst bei der Formänderung ihre ursprüngliche Neigung behält, während der nicht gestützte Umfang in Richtung der Durchbiegung frei beweglich ist.

Die Spannungsverteilung ergibt sich nach D. p. J. 1904, Heft 39, Gleichung 3 und Heft 40 Gleichung 24 und 25 mit

$$c_1 = -\frac{b}{2}\cdot 5{,}98 \text{ und } c_2 = +\frac{b}{4}\cdot 144$$

aus folgenden Gleichungen:

Radialspannung:

$$\sigma_x = \mp\frac{3}{3}\,\frac{m+1}{\pi m}\,\frac{9070}{h^2}\left[ln\, x^2 + 0{,}538 - 5{,}98 - \frac{77{,}6}{x^2}\right]$$

Ringspannung:

$$\sigma_y = \mp\frac{3}{4}\,\frac{m+1}{\pi m}\,\frac{9070}{h^2}\left[ln\, x^2 - 0{,}538 - 5{,}98 + \frac{77{,}6}{x^2}\right]$$

Mit $h = 2{,}4$ cm, $m = \frac{10}{3}$ und

$$\frac{3}{4}\,\frac{m+1}{\pi m}\cdot\frac{9070}{5{,}76} = 488$$

erhält man für die Spannungen an der Oberfläche des Bodens *II*:

$x =$	30,3	28	21	14	6,75	cm Abstand v. d. Mitte.
$\sigma_x =$	+632	+548	+230	—273	—1620	kg/qcm.
$\sigma_y =$	+190	+120	—123	—412	— 488	„

Die Gesamtspannung im Boden *I* ist die algebraische

Summe der Spannungen seitens der Einzelbelastungen, nämlich der gleichmäßig verteilten Oberflächenpressung $p = 6{,}5$ kg/qcm und auf den äußern Umfang $2\pi R_a$ wirkenden konzentrierten Last = Druck auf den ringförmigen Bord minus Gegendruck des Bodens $II = 5970 - 9070 = -3100$ kg, welch letztere der gleichmäßigen Pressung entgegen gerichtet ist.

Die Spannungen an der Ober- und Unterfläche infolge der gleichmäßigen Pressung p[1]) sind nach D. p. J. 1904, Heft 42, Gleichung 53 mit den oben angegebenen Werten k_1 und k_2:

Radialspannung:

$$\sigma_x = \mp \frac{3}{8} \frac{m+1}{m} \frac{p}{h^2} \left[-2{,}54\, x^2 + 1836\, (ln\, x^2 + 0{,}538) - 10020 - \frac{119200}{x^2} \right]$$

Ringspannung:

$$\sigma_y = \mp \frac{3}{8} \frac{m+1}{m} \frac{p}{h^2} \left[-1{,}46\, x^2 + 1836\, (ln\, x^2 - 0{,}538) - 10020 + \frac{119200}{x^2} \right]$$

Mit $h = 2{,}4$ cm und $m = 10/3$ und $\frac{3}{8} \frac{m+1}{m} \cdot \frac{6{,}5}{2{,}4^2} = 0{,}55$

erhält man für die Spannungen an der Oberfläche des Bodens I infolge der gleichmäßigen Pressung p:

$x =$	30,3	28	21	14	6,75	cm Abstand v. d. Mitte.
$\sigma_x =$	+561	+577	+407	−522	−2520	kg/qcm.
$\sigma_y =$	+160	+127	−110	−550	−795	„

Für die konzentrierte Last −3100 kg erhält man ebenso wie oben für die konzentrierte Last 9070 kg:

$\sigma_x =$	−216	−187	−78	+93	+554	kg/qcm.
$\sigma_y =$	−65	−41	+42	+141	+167	„

Die Spannungsverteilung in Boden I und II ist in Fig. 1 unten bildlich dargestellt.

Die Gesamtspannung im Boden I ist die algebraische Summe der beiden zuletzt angeführten Spannungen, nämlich:

$\sigma_x =$	+345	+390	+329	−429	−1966	kg/qcm.
$\sigma_y =$	+95	+86	−68	−409	−628	„

Die größten Spannungen treten hiernach an der Kolbennabe auf; es sind Radialspannungen, die einen Umfangsriß um die Nabe herum hervorzubringen bestrebt sind.

[1]) Sollen die Gleichungen für eine zentrisch durchbrochene, innen gestützte und mit gleichmäßiger Oberflächenpressung p versehene Kreisscheibe, die in D. p. J. 1904, Heft 42, Abschnitt B, b, II mitgeteilt wurden, zur *allgemeinen* Lösung von Aufgaben verwendet werden, so ist die Pressung p in diesem Abschnitt mit −-Zeichen zu versehen; denn sie wurde dort (vergl. die Fig. 21—25) in der $-z$-Richtung wirkend angenommen, während sie bei Durchführung allgnmeiner Rechnungen in der $+z$-Richtung wirkend anzunehmen ist.

Es ist von Interesse, die Materialausnutzung in dem einfachen schwedischen Kolben, D. p. J. 1904, Heft 43, und in dem Scheibenkolben mit Doppelboden zu vergleichen. Der äußere Durchmesser beider ist gleich groß, der innere wenig verschieden, nämlich 152 mm bei dem schwedischen Kolben, 135 mm bei dem hohlen Scheibenkolben. (Der letztere ist dadurch etwas im Nachteil, daß der innere Stützkreis kleiner ist; daß eine innere Stützung an sich mit dem Auftreten hoher Spannungen verknüpft ist, wurde a. a. O. eingehend dargelegt.) Der Boden des schwedischen Kolbens war 30 mm stark, die Böden des hier betrachteten je 24 mm. Wir nehmen an, ihre Stärke betrage je 15 mm, womit der Materialaufwand für beide Kolben gleich groß ist. Die oben berechneten Spannungen sind nun im Verhältnis $2{,}4^2 : 1{,}5^2 = 2{,}56$ zu erhöhen, womit man für die größte Spannung rd. 5000 kg/qcm erhielte, sofern bis dahin die Proportionalität zwischen Spannungen und Dehnungen bestehen bliebe. Der durch gleich große äußere Kräfte belastete Scheibenkolben ist daher bei gleichem Materialaufwand erheblich stärker beansprucht als der einfache schwedische Kolben. Bei Balken ist genau dasselbe festzustellen: ein Biegungsbalken mit Rechteckquerschnitt hat eine größere Tragfähigkeit als zwei solche mit halb so hohem Querschnitt. Verbindet man nun die beiden letzteren durch einen dünnen Steg, d. h. bildet man einen U- oder I-Querschnitt, so erhält man einen Biegungsbalken von großer Tragfähigkeit und vorzüglicher Materialausnutzung, denn der Querschnitt ist hoch und das Material liegt in Form von breiten Bändern weitab von der Nullachse der Biegung. Die Flanschen sind auf Zug bezw. Druck beansprucht und können vermöge ihres großen Abstandes ein großes Biegungsmoment aufnehmen, der Steg ist vornehmlich auf Schub beansprucht und zwar am meisten in der Nullachse der Biegung.

Ganz ebenso wie der Steg müßten die *Rippen* in einem hohlen Scheibenkolben wirken und die Tragfähigkeit und Materialausnutzung im Vergleich zu einem rippenlosen Kolben bedeutend erhöhen. Der eine Boden ist auf Zug, der andere auf Druck beansprucht, wenn man eine und dieselbe Normale auf dem Kolben ins Auge faßt. Die Rippen halten diesen Zustand durch Schubspannungen aufrecht, die zwischen beiden Böden in den Rippen wirksam sind. Soviel mir bekannt wurde, fällt es sehr schwer, hohle Rippenkolben zu gießen, deren Rippen frei von Gußspannungen sind. Dadurch wird in das Ergebnis einer Berechnung, welche die Widerstandsfähigkeit hohler Rippenkolben auszudrücken sucht, eine Unsicherheit hineingetragen, die größer ist als die nicht allzu gewagten Annahmen, die einer solchen Berechnung zu Grund gelegt werden müssen. Dies hält mich ab, eine derartige Berechnung, die ich in Händen habe, vorerst bekannt zu geben.

Der Temperley-Verlader.

Von Regierungsbaumeister **Stephan**.

(Schluß von S. 565 d. Bd.)

Für das Elektrizitätswerk Deptford der *London Electric Supply Corporation* hat man den feststehenden Transporter zur Beschickung des Kesselhauses und des daranliegenden Kohlenlagers dienstbar gemacht (Fig. 13). Damit der vordere Teil der Laufschiene beim Verholen des Schiffes nicht hochzuheben ist, werden die Kohlen von einem fahrbaren Dampfdrehkran vermittels eines Selbstgreifers in einen kleinen Füllrumpf verladen, woraus sie in die darunter gefahrenen Transportkübel gleiten. Die Untersatzwagen werden durch eine Weiche auf das Nebengleis geschoben, wo die Wägung stattfindet, und dann hebt der Verlader den Kübel ab. Die ganze 122 m lange Laufbahn wird von zwei großen A-Gestellen und nur drei Pendelstützen über den Kesseln getragen. In dem hinteren

Gerüst steht unten die Dampfwinde zur Bewegung der Laufkatze, die von einem Mann in dem 9 m darüber gelegenen Führerhaus gesteuert wird. Der Flaschenzug zur Rückführung der Katze ist am vorderen Ständer angebracht. Das Kohlenlager, das i. M. 7 m hoch angeschüttet wird, hat eine Länge von 42 m.

Man hat den Verlader auch frei beweglich in der Art eines schwingenden Kranes ausgeführt. Besonders vorteilhaft erweisen sich solche Anlagen, wenn die Schiffe des zu flachen Ufers wegen nicht bis an den Speicher herankommen können. Fig. 14 zeigt ein Beispiel einer derartigen Anlage. Obwohl die Länge des Auslegers 30 m beträgt, muß das Gut dennoch erst vermittels der üblichen Masten-Schwenkkrane in einen Leichter übergeladen werden, von wo es der Transporter aufnimmt, der abwechselnd mehrere Arbeitsstellen bedienen kann. Die dem Winddruck ausgesetzte Fläche ist eine sehr geringe, ebenso ist das Eigengewicht der Konstruktion im Verhältnis zu einem Schwenkkran von etwa gleicher Ausladung sehr klein, so daß das Schwenken um den ziemlich kleinen Winkel wenig Kraft erfordert. Mit der gezeichneten Anlage können stündlich 50 Lasten von je 1 t Nettogewicht übernommen werden.

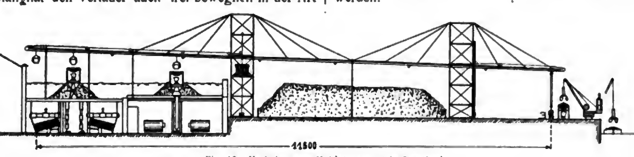


Fig. 13. Verlader zum Kohletransport in Deptford.

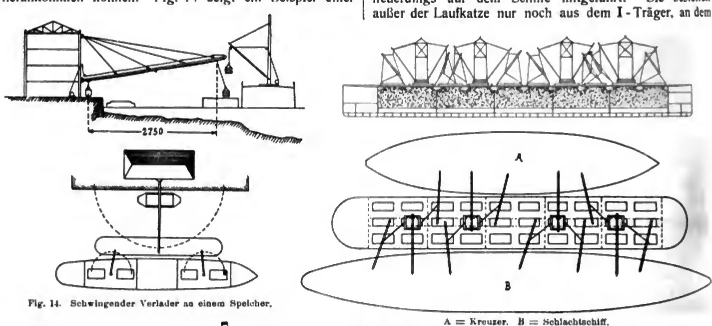


Fig. 14. Schwingender Verlader an einem Speicher.

A = Kreuzer. B = Schlachtschiff.
Fig. 16. Längsschnitt und Aufsicht des schwimmenden Kohlenlagers

Fig. 15. Schwingender Verlader auf Schiffen.

Um Schiffe in entlegenen Hafenplätzen oder an Stellen, wo sich geeignete Hebezeuge nicht vorfinden, schnell be- und entladen zu können, werden die *Temperley*-Verlader neuerdings auf dem Schiffe mitgeführt. Sie bestehen außer der Laufkatze nur noch aus dem I-Träger, an dem unten alle 1,5 m Anschläge zum Festhalten der Laufkatze angebracht sind. Der Baum, der in Längen von 9 bis 20 m geliefert wird, wird nun in der Neigung 1 : 3 bis 1 : 4 an den Masten des Schiffes durch Halteseile und Flaschenzüge befestigt, oder nötigenfalls auch an Seilen, die zwischen den Masten ausgespannt sind (Fig. 15). Der Antrieb des Förderseiles erfolgt durch die gewöhnliche Schiffswinde. Als Hauptvorteil dieser Einrichtung ist anzusehen, daß die Last geradlinig ohne Schwenken auf dem kürzesten Wege befördert wird, und daß, wenn mehrere solcher Transporteure nebeneinander arbeiten, die Entladung erheblich schneller von sich geht, als bei Benutzung der Schwenkmaste.

Wie verschiedene der vorbeschriebenen Ausführungsformen unter Umständen in größerer Zahl vereinigt werden können, zeigt ein für die englische Marine geliefertes schwimmendes Kohlendepot von 12 000 t Inhalt (Fig. 16 und 17). Es ist imstande, stündlich 600—700 t Kohle zu liefern. Sechs wasserdichte Querschotte teilen das Schiff in sieben Abteilungen; die fünf mittleren enthalten je zwei Kohlenkammern mit geneigtem Boden, im hinteren Teil befindet sich die Maschinenanlage von 600 PS für die Erzeugung des elektrischen Stromes zum Antrieb der

Winden, Ventilationsvorrichtungen usw., sowie zur Beleuchtung; die vordere Abteilung enthält die Räume für die Mannschaften und dergl. Die Kohlen werden durch Oeffnungen im Boden über abnehmbare Füllschnauzen in Säcke gefüllt und dann aus dem Mittelgang des Schiffes, der in der ganzen Länge durchläuft, hochgehoben. Vor Anlegung des Kriegsschiffes können in den Arbeitsräumen unter dem Kohlenlager bereits 1000 t in Säcken bereit gehalten werden, ohne daß sie bei der weiteren Arbeit stören.

Auf dem Deck befinden sich nun vier auf Schienen fahrbare Türme, deren jeder drei Verlader trägt. Der eine wagerecht gelagerte geht nach beiden Seiten über das Kohlenschiff hinaus und dient hauptsächlich zum Ueberladen aus einem Kohlenschlepper in das auf der gegenüberliegenden Bordseite anlegende Kriegsschiff. Die beiden anderen sind an Schwenkarmen frei beweglich aufgehängt und werden nur zur Verladung von Kohlen aus den Depoträumen in das Kriegsschiff bezw. umgekehrt zur Auffüllung des Depots von einem Transportschiff aus benutzt. Natürlich kann außerdem auch der wagerechte Baum hierfür verwendet werden. Fig. 18 gibt eine sehr instruktive Ansicht des Ganzen wieder. Allerdings ist die Umladung auf hoher See nur bei ruhigem Wetter möglich; im allgemeinen wird die Bekohlung einer Kriegsflotte durch derartige Einrichtungen nur in einem Hafen erfolgen können.

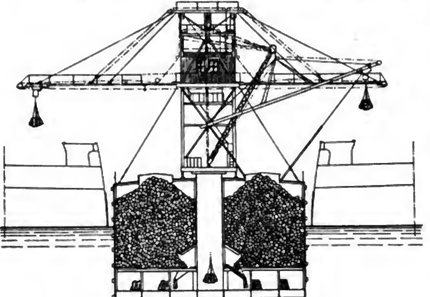


Fig. 17. Querschnitt des schwimmenden Kohlenlagers.

Fig. 18. Deck des schwimmenden Kohlenlagers.

Neuere Herstellungsweisen der Transmissionsseile.

Von **Ernst Schulz** in Schwelm.

(Schluß von S. 569 d. Bd.)

Die Seilfäden werden heute noch fast allgemein auf der Seilbahn, die bis zu 1000 m lang zu sein pflegt, in der bekannten Weise mittels eines Austreibewagens zu Litzen oder Schenkeln vereinigt, wobei der Wagen durch ein Pferd oder durch ein die ganze Seilbahn entlang laufendes Antriebsseil, seltener durch einen auf dem Wagen selbst befestigten Elektromotor in Bewegung gesetzt wird. Gleichzeitig erhält die an dem Austreibewagen befestigte Seillitze durch eine geeignete Räderübersetzung die erforderliche Drehung in der Weise, daß auf jede Längeneinheit, um die der Wagen voranschreitet, eine sich stets gleichbleibende Anzahl von Drehungen der Seillitze kommt. Die

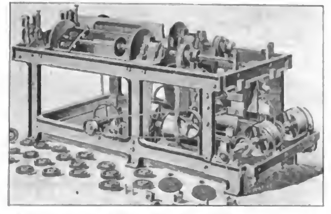


Fig. 7. Austreibemaschine (horizontal former) für schwache Seillitzen.

einzelnen Fäden wickeln sich entsprechend dem Voranschreiten des Wagens von einem Spulengestell ab; durch ein Paar Preßbacken, die sie beim Beginn der Seilbahn durchlaufen, ist dafür Sorge getragen, daß sich die ihnen vom Wagen erteilte Drehung nicht weiter nach rückwärts überträgt. An dieser Einrichtung hat sich lange Zeit hindurch wenig geändert, und erst in den allerletzten Jahren

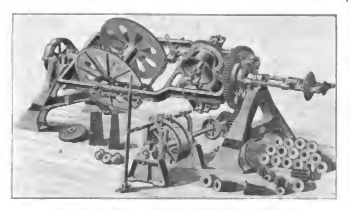


Fig. 8 Austreibemaschine (former) für starke Seillitzen.

ist man in größeren mechanisch betriebenen Seilereien dazu übergegangen, die Litzen nicht mehr auf der Seilbahn, sondern auf besonders dafür gebauten Maschinen (horizontal formers) herzustellen, von denen in Fig. 7 und 8 die gebräuchlichsten Bauarten wiedergegeben sind.

Die in Fig. 7 dargestellte Konstruktion dient zur Anfertigung schwächerer Seillitzen, die nicht mehr als 15 mm Durchm. haben, während auf der Maschine (Fig. 8) Litzen von größerem Durchmesser hergestellt werden können. Bei der Ausführung (Fig. 7) sind zwei Spindeln nebeneinander angeordnet und fällt die Achse der Aufnahmespule mit der Spindelachse zusammen, genau wie dies bei den selbsttätigen Spinnmaschinen der Fall war, mit denen diese Konstruktion auch noch sonst mancherlei Aehnlichkeit besitzt. Die durch zwei mit Federdruck gegeneinander gepreßte Walzen laufenden Seilfäden gelangen zunächst durch eine Büchse, in der sie auf den Durchmesser der fertigen Litze zusammengedrückt werden und alsdann durch die hohle Spindelachse zu zwei vierrilligen Transportwalzen, von denen sie den Spulen zugeführt werden. Die Spindel wird bei dieser Konstruktion nicht durch Zahnräder, sondern durch einen kräftigen Riemen angetrieben, während die Spulen auch hier mittels eines in der Figur deutlich wahrnehmbaren Schleppriemens in Bewegung gesetzt werden. Die auflaufende Seillitze wird nicht wie der Seilfaden bei den selbsttätigen Spinnmaschinen in der Längsrichtung der Spule hin- und hergeführt, sondern es bewegt sich umgekehrt die Spule auf der Spindelachse vor und zurück, während die Auflaufstelle der Seillitze stets in der gleichen Vertikalebene liegt. Um die Spule trotzdem bremsen zu können, ist die Breite der auf der Hauptwelle befestigten Antriebsscheibe für den Schleppriemen gleich dem Spulenhub zuzüglich der Riemenbreite gewählt worden, so daß der Schleppriemen der Spulenbewegung ungehindert folgen kann.

Um eine Litze von möglichst gleichmäßigem Gefüge zu erhalten, läßt man die einzelnen Seilfäden in konzentrischen Ringen in die Spindel einlaufen und bringt zu diesem Zweck vor der Maschine eine sog. Registerplatte an, die ebensoviele in konzentrischen Kreisen liegende Löcher hat, wie Seilfäden zu einer Litze vereinigt werden sollen. Zwei solcher Platten sind in Fig. 7 neben der Maschine liegend erkennbar.

Bei Maschinen, auf denen stärkere Litzen angefertigt werden sollen, lagert man in der Regel die Spule senkrecht zur Spindelachse, wie dies auch bei der in Fig. 8 abgebildeten Litzenmaschine (former) geschehen ist, auf der man Litzen bis zu 25 mm Durchm. herstellen kann. An Stelle der Spindel ist hier ein rahmenartiges Gestell getreten, das mit seinen beiden Zapfen in zwei kräftigen Lagerböcken frei drehbar gelagert ist. Die einzelnen Seilfäden laufen durch zwei Registerplatten und durch eine auswechselbare Büchse, in der sie kräftig zusammengepreßt und dadurch gleichsam poliert werden, zu der Spindel, deren Achse auch hier durchbohrt ist. Den Transport bewirken zwei kegelförmig gedrehte Scheiben, um welche die Litze, die an dieser Stelle bereits ihre Drehung erhalten hat, mehrere Male herumgeschlungen wird. An Stelle der kegelförmigen Scheiben treten häufiger noch die auch bei den selbsttätigen Spinnmaschinen angewendeten Rillenscheiben. Bevor die Litze zur Spule gelangt, durchläuft sie eine gabelförmige Führung, die auf einer von der Spulenachse aus angetriebenen Welle hin- und hergeführt wird in der Weise, daß in die Welle eine sich kreuzende Spiralnut eingearbeitet ist, in die eine an der Führung befestigte Stahlzunge eingreift.

Bevor die Fäden durch die Büchse zusammengepreßt werden, kann man sie auch noch einen heizbaren Imprägnierkasten durchlaufen lassen und sie mit Fett tränken.

Durch den hinteren hohlen Zapfen der Spindel hindurch ist eine Welle geführt, die an ihrem äußeren Ende eine Bremse trägt und an dem inneren Ende ein Kegel-

rad, das vermittels weiterer Uebertragungsräder mit der Spule in Verbindung gebracht ist. Würde nun die Bremse ganz fest angezogen werden, so würden die in dem hohlen Spindelzapfen gelagerte Welle und das auf dieser befestigte Rad stehen bleiben, so daß sich das folgende Rad — vorausgesetzt daß es die gleiche Größe hätte — bei einer Spindelumdrehung einmal um sich selbst drehen würde; diese Bewegung würde alsdann durch die anderen Räder auf die Spule übertragen werden. Durch entsprechendes Lösen oder Anziehen der Bremse kann man erreichen, daß die Litze immer mit einer gewissen Spannung auf die Spule aufgewickelt wird. Uebersteigt diese Spannung ein bestimmtes Maß, so wird die durch die Bremse erzeugte Reibung überwunden und die Spule bleibt so lange in bezug auf ihre Lage zur Spindel stehen, bis die Spannung geringer geworden ist.

Der Antrieb der Spindel selbst ist aus der Figur ohne weiteres ersichtlich. Die kegelförmigen Transportscheiben werden in ganz ähnlicher Weise in Bewegung gesetzt wie die Rillenscheiben der selbsttätigen Spinnmaschinen, nur bedarf es bei den Litzenmaschinen der Zwischenschaltung von ein Paar Kegelrädern.

Die entweder auf der Seilbahn oder auf einer der soeben beschriebenen Maschinen hergestellten Seillitzen müssen alsdann noch zu dreien oder mehreren vereinigt werden, um das fertige Seil zu erhalten. Es geschieht dies durch Zusammenschlagen, wie der fachmännische Ausdruck lautet, oder durch Zusammenflechten. Das Zusammenschlagen besonders der schwereren Transmissionsseile wird heute noch allenthalben auf der Seilbahn vorgenommen; indessen hat man vereinzelt auch Spezialmaschinen (sogenannte layers) gebaut, welche die Seilbahn überflüssig machen.

Um die Beschreibung einer solchen Spezialmaschine verständlicher zu machen, ist es erforderlich, mit einigen Worten auf den Vorgang, den man als „Zusammenschlagen" bezeichnet, selbst einzugehen. Befestigt man drei Litzen, die zum Seil vereinigt werden sollen, an ihrem einen Ende gemeinschaftlich an einem um seine Längsachse frei drehbaren Haken und dreht man dann diese Litzen an ihrem anderen Ende noch schärfer zusammen, so wird sich diese Bewegung auch auf den Haken übertragen, der sich alsdann im entgegengesetzten Sinne drehen wird, indem er bestrebt ist, den den Litzen erteilten schärferen Drall aufzuheben. Dabei werden sich die Litzen selbst um einander legen und zu einem Ganzen vereinigen. Da das so entstehende Seil für Transmissions- und sonstige Zwecke zu lose sein würde, so dreht man den Haken, an dem die Litzen aufgehängt sind, noch weiter in dem gleichen Sinne, in dem er sich bereits von selbst zu drehen bemüht ist, bis man die gewünschte schärfere Drehung des Seiles erhält.

Werden die Litzen auf der Seilbahn zusammengeschlagen, so hängt man sie an ihrem einen Ende einzeln an die von Hand oder auf mechanische Weise drehbaren Haken eines feststehenden Seilgeschirrs, während sie mit ihrem anderen Ende gemeinsam an dem Haken einer auf den Schienen der Seilbahn stehenden Seilschlagmaschine befestigt werden. Die Haken des Seilgeschirrs und der Haken der Schlagmaschine werden alsdann in der soeben beschriebenen Weise in Umdrehung versetzt. Damit nicht das ganze Seil mit einem Mal zusammengeschlagen wird, wodurch Ungleichmäßigkeiten entstehen könnten, wird eine Lehre, welche die Litzen auseinanderhält, von der Seilschlagmaschine aus allmählich zum Seilgeschirr hingeführt. Auf die beim Zusammenschlagen des Seiles eintretende Verkürzung wird in der Weise Rücksicht genommen, daß die auf Schienen laufende Schlagmaschine sich dem Seilgeschirr — entsprechend der zunehmenden Verkürzung des Seiles — nähern kann, wobei durch eine Bremse dafür gesorgt ist, daß das Seil immer unter angemessener Spannung bleibt.

Bei den feststehenden Seilschlagmaschinen kommt es darauf an, daß sie die soeben beschriebenen Bewegungen ebenfalls auszuführen vermögen, ohne daß sich einer ihrer Teile von der Stelle bewegt. Diese Aufgabe wurde in zweierlei Weise gelöst. In beiden Fällen läßt man die Litzen von den Spulen, auf die sie in der Austreibemaschine aufgewickelt worden sind, ablaufen, während gleichzeitig das fertig zusammengeschlagene Seil auf eine größere Spule aufläuft.

Bei der ersten in Fig. 9 wiedergegebenen Bauart, bei der die auf der Seilbahn übliche Herstellungsweise nachgeahmt wird, sind die Spulen, auf denen die Litzen aufgewickelt werden, in drehbaren Rahmen gelagert, die ihrerseits in einem feststehenden Gestell ruhen. Es kann daher den Litzen die schärfere Drehung, der sogenannte Vordraht in ähnlicher Weise gegeben werden, wie es auch auf der Seilbahn geschieht, nur müssen hier die

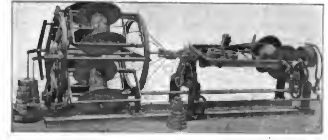


Fig. 9. Horizontale Seilschlagmaschine.

Spulen diese Drehung mitmachen. Die Litzen, von denen eine jede durch die hohle Achse ihres Rahmens hindurch geführt wird, gelangen zunächst zu der Vereinigungsstelle, an der eine Lehre, ähnlich wie sie auch auf der Seilbahn angewendet wird, sie zwingt, regelrecht zusammenzulaufen.

Das so gebildete Seil muß, um die nötige Härte zu erhalten, noch weiter zusammengedreht werden; es geschieht dies durch einen Flügel, in dem die Aufnahmespule gelagert ist. Die Mitnehmerrollen für das Seil sind hier in einem besonderen Kopf untergebracht, der die gleiche Drehbewegung wie der Flügel ausführt. Die Führungsgabel, die das fertige Seil an der Aufnahmespule hin und herführt, gleicht ebenso wie die Bremse, welche die Bewegungen der Spule beeinflußt, den entsprechenden bereits bei Fig. 5 und 6 beschriebenen Teilen.

Bezeichnend für die Eigenart dieser Seilschlagmaschinen ist der Umstand, daß die Litzenspulen sowohl wie auch die Aufnahmespule je zwei Drehbewegungen ausführen. Die eine dieser Bewegungen, die zugleich mit der des Rahmens erfolgt, in welchem die betreffenden Litzen ruhen, hat den Zweck, den Litzen bezw. dem Seil die erforderliche Drehung zu geben, während die andere, die um die eigene Hauptachse vor sich geht, das Ablaufen der Litzen bezw. das Ablaufen des fertigen Seiles ermöglicht.

Anders verhält es sich bei der zweiten Ausführungsform, die in Fig. 10 schematisch dargestellt ist. Hier steht das Gestell, in dem die Aufnahmespule für das fertige Seil gelagert ist, fest und dreht sich die letztere nur um ihre eigene Achse, wogegen die Litzenspulen drei Bewegungen ausführen, wie dies aus der Zeichnung auch ohne weiteres ersichtlich ist. Es ist nämlich jede der drei Litzenspulen wieder in einem um seine eigene Achse drehbaren Rahmen gelagert; die drei Rahmen stehen geneigt zu einander auf einer als Drehscheibe ausgebildeten Plattform, an deren senkrechte Achse sie sich mit ihren oberen Zapfen anlehnen. Die von vier Laufrädern getragene Plattform ruht außerdem mit ihrem unteren Zapfen

in einem Spurlager, und ist ihre nach oben verlängerte senkrechte Achse nochmals von einem zwischen zwei U-Eisen befestigten Lager gehalten.

Die Drehscheibe wird angetrieben durch ein besonderes gleichfalls an zwei U-Eisen aufgehängtes Vorgelege

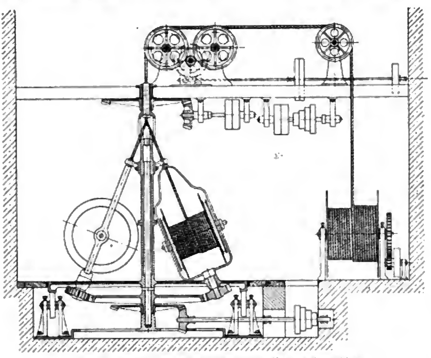


Fig. 10. Senkrechte Seilschlagmaschine (Karousselmaschine).

und durch ein Kegelräderpaar, während die Rahmen, die die Litzenspulen tragen, von einer wagerecht gelagerten unterirdischen Welle aus ebenfalls durch Kegelradübersetzung angetrieben werden. Die Spulen selbst drehen sich außerdem noch um ihre eigene Achse, werden aber nicht besonders angetrieben, sondern sie werden durch den Zug der ablaufenden Litze in Bewegung gesetzt. Damit die einzelnen Litzen stets mit der nötigen Spannung zur Vereinigungsstelle gelangen, haben die Spulen an ihren Seiten Bremsscheiben, durch die sie je nach Bedarf gebremst werden können.

Bei einigen Ausführungen — so z. B. bei der von *G. Stein* in Berlin — wird die von der Spule ablaufende Litze innerhalb des Spulenrahmens über besondere stets mit der gleichen Geschwindigkeit angetriebene Transportrollen geführt, wodurch eine vollkommen regelmäßige Zuführung gewährleistet ist. An der Vereinigungsstelle der Litzen ist wieder die übliche Lehre angeordnet. Von hier aus geht das nunmehr fertig zusammengeschlagene Seil über zwei durch ein Schneckenradvorgelege angetriebene Transportwalzen zu der Aufnahmespule, die mittels eines Schleppriemens, wie ein solcher bereits mehrfach erwähnt wurde, von der die Schnecke tragenden Welle aus in Bewegung gesetzt wird.

Man nennt derartige Seilschlagmaschinen ihrer eigenartigen Bauart wegen wohl auch „Karousselmaschinen". Bei ihnen erhalten die Litzen stets durch die Drehung der einzelnen Spulenhalter den Vordraht, und werden dieselben sofort auch durch die Drehung der Drehscheibe auf die richtige Härte zusammengeschlagen, so daß die Aufnahmespule nur das Aufwickeln des fertigen Seiles zu besorgen hat.

Der Durchmesser der stärksten Seile, die man mit solchen Karousselmaschinen anfertigt, dürfte 50 mm selten übersteigen. Alle Seile von noch größerem Durchmesser sowie besonders die schweren Schiffstaue werden auch heute noch ausschließlich auf der Seilbahn oder „Reeperbahn", wie man sie an der Küste nennt, zusammengeschlagen.

Außer durch Zusammenschlagen vereinigt man die Litzen auch noch durch Flechten zum fertigen Seil. Die betreffenden Maschinen gleichen im Prinzip vollständig den hauptsächlich in Barmen gebauten und in Anwendung befindlichen Flechtmaschinen, nur sind die einzelnen Teile entsprechend kräftiger konstruiert.

Am bekanntesten unter den geflochtenen Seilen sind die Quadrat- und in neuerer Zeit auch die Dreikantseile geworden. Die Quadratseile werden auf zweiläufigen mit acht Klöppeln arbeitenden zweiflechtigen Maschinen hergestellt, und ist die Bahn, welche die einzelnen Klöppel durchlaufen, in Fig. 11 schematisch wiedergegeben. Die in zwei Gruppen zu je vier geteilten acht Litzen kreuzen sich unter einem gemeinsamen Flechtpunkt derart, daß jede Litze mit ihrem Klöppel eine geschlossene Bahn durchläuft. Die Bahn der ersten vier Litzen ist durch Doppellinien angedeutet und sind die entsprechenden Klöppel schwarz gezeichnet, während die Klöppel *5*, *6*, *7* und *8* weiß geblieben sind.

Im Jahrgang 1898 der „Zeitschr. d. Ver. D. Ing." hat Prof. *Keller* auf S. 373 ff. nachgewiesen, daß sich die Quadratseile theoretisch niemals genau in die Rillen einer normalen Seilscheibe mit einem Rillenwinkel von 45° hineinlegen können. Man suchte diesem Uebelstande abzuhelfen und stellte die sog. Dreikantseile her, deren Querschnitt der üblichen Rillenform besser angepaßt ist.

Der Name „Dreikantseil" ist ungenau gewählt, denn es handelt sich nicht um Seile von einem dreikantigen, sondern von einem trapezförmigen Querschnitt, der durch die Wahl ungleich großer Flügelräder erreicht wird. Es erhalten nämlich zwei Flügelräder je 6 und die beiden anderen je 4 Flügel, so daß die zehn Klöppel die in

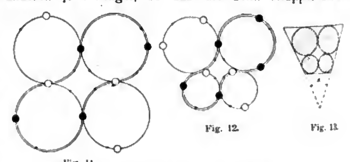


Fig. 11. Klöppelbahn bei Quadratseilen.
Fig. 12. Klöppelbahn bei Dreikantseilen.
Fig. 13. Querschnitt der Dreikantseile.

Fig. 12 angedeutete Bahn beschreiben müssen. Die fünf ersten Klöppel sind wieder schwarz und ist ihre Bahn durch Doppellinien hervorgehoben. Legt man an je zwei Teilkreise der vier Flügelräder die gemeinsame Tangente, so schließen diese vier Tangenten ein Trapez ein, das annähernd dem Querschnitt des fertigen Seiles proportional ist (Fig. 13). Verlängert man die beiden nicht parallelen Seiten des Trapezes, bis sie sich schneiden, so findet man durch eine einfache Rechnung, daß der von ihnen eingeschlossene Winkel nur wenig mehr als 46° beträgt, und daß derselbe damit dem üblichen Rillenwinkel der Hanfseilscheiben sehr nahe kommt. Von diesem Gesichtspunkt aus allein betrachtet würde das Trapezseil das vollkommenste Transmissionsseil sein, denn es paßt sich wie kein anderes dem Rillenquerschnitt an, und es hat, da die Litzen zwei in sich geschlossene Bahnen durchlaufen haben, an und für sich nicht die geringste Neigung sich zu drehen. Trotzdem aber kommt es auch bei Dreikantseilen vor, daß sie besonders im oberen Trum sich mit der breiteren

der beiden parallelen Seiten nach unten legen und in dieser Lage auf die zweite Seilscheibe auflaufen. Es haben deshalb die geflochtenen Seile trotz ihrer vielen Vorzüge die durch Zusammenschlagen der Litzen gebildeten Seile noch nicht zu verdrängen vermocht.

Die geflochtenen sowohl wie auch die auf der Seilbahn oder mit einer Seilschlagmaschine hergestellten Transmissionsseile müssen noch gereckt werden, damit sie während des Betriebes sich möglichst wenig dehnen. Das Recken kann auf der Seilbahn selbst erfolgen, indem man das fertige Seil durch Zurücklaufenlassen der Seilschlagmaschine bis zu einem gewissen Grade anspannt und unter Spannung erhält.

In neuerer Zeit erwärmt man auch das zusammengeschlagene Seil in einer besonderen mit Dampf geheizten Kammer und läßt es dann über zwei Trommeln laufen, von denen die zweite eine etwas größere Umfangsgeschwindigkeit besitzt wie die erste. Von der zweiten Trommel aus wird das Seil unter der gleichen Spannung auf einen einfachen Holzhaspel aufgewickelt, auf dem es alsdann zum Versand gelangt.

Neuerungen in der Papierfabrikation.

Von Professor **Alfred Haussner**, Brünn.

(Fortsetzung von S. 572 d. Bd.)

In *mehrwalzigen Holländern* versuchten ebenfalls verschiedene Erfinder gründliche Stoffmischung und flottere Arbeit zu erzielen. *E. L. Savage* (amerikan. Patent 710014) wendet in einem zweiwalzigen Holländer eigentümlich geschlängelte Trogwände außen und in der Mitte an, um dadurch die von den Walzen ausgeschleuderten Stoffteile, insbesondere in jenem Raum, wo die erste Walze den Stoff an die zweite überliefert, durcheinander zu bringen, Wirbel zu erzeugen und hierdurch gut zu mischen.

J. M. Miller (amerikan. Patent 770301) schlägt eine Art Vereinigung der *Umpherston*schen Untergrund- mit den *Breton*-Holländern[21]) vor, bei denen durch geeignet gelegte Trogabteilungen Stoffströme sich kreuzend über-, bezw. untereinander gleiten und so zum Mischen gebracht werden.

Robert Emmel wendet (D. R. P. 134481) bei einem zweiwalzigen Holländer einen kreisförmig gestalteten Trog an (Fig. 35 und 36). Man erkennt die beiden Walzen a über Grundwerken b durch Riemscheiben angetrieben, einstellbar durch die Stellwerke c d bekannter Art und gelagert einerseits auf der Außenwand des Troges, andererseits auf kurzen inneren Wandstücken e. Eine andere Ringwand w bildet ganz innen eine weitere Begrenzung. Kropf, Haube f, Gefälle, Zu- und Abströmung des Stoffes gegenüber den Walzen ist analog bekannten Ausführungen zu denken. Doch wird der Stoff im Troge g nicht nur der Einwirkung der Walzen a überlassen, welche wohl den Anstoß zur Strömung in den an sie unmittelbar anschließenden Kanalstücken h erteilen, sondern es ist auch noch ein Schöpfer oder Rührer auf der lotrechten, durch die Trogmitte aufsteigenden Achse i mittätig. An dieser sind Flügel aus radialen Teilen k und schief gestellten Flügeln l angebracht, so daß bei der Drehung der Welle i eine Strömung von außen nach innen gegen die Ringwand w und umgekehrt, damit aber im Zusammenhang die erwünschte Mischung des Stoffes veranlaßt wird. Berichterstatter hält es für nicht ausgeschlossen, daß hierdurch recht gut dem Umstande entgegengearbeitet werden kann, der eben bei den gewöhnlichen Holländern Ungleichmäßigkeiten bewirkt, indem außen und innen von den Stoffteilen verschieden lange Wege zurückgelegt werden müssen.

Auch *W. N. Sherwood* (amerikan. Patent 688976) wendet einen im wesentlichen kreisringförmig gestalteten Trog an. Doch unterscheidet sich dieser nach Ansicht des Berichterstatters unvorteilhaft von dem *Emmel*schen, wo der Stoff ganz offen daliegt und durch einen besonderen Apparat in seiner Bewegung gefördert wird, während nach *Sherwood* durch besondere Zwischenwände Untergrundkanäle geschaffen werden, durch welche der nicht durch besondere Vorrichtungen, sondern nur durch das natürliche Gefälle geförderte Stoff zu und von den beiden Walzen bewegt zu denken ist.

Auch *Edward Partington* gibt in einem englischen

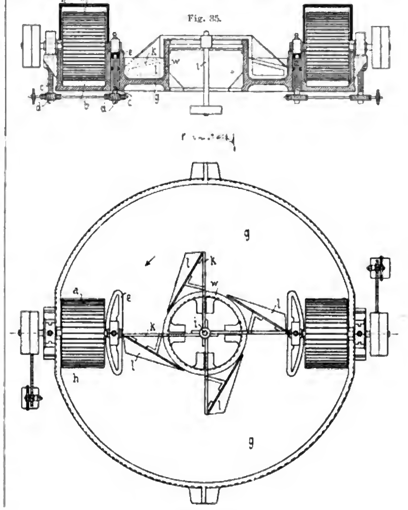


Fig. 36.
Fig. 35 und 36. Holländer von Emmel.

Patent eine ähnliche Trogform für zweiwalzige Holländer ohne besondere Stofftransportvorrichtung an. Eine Vielheit von Walzen schlägt *Georg Schultz* vor (D. R. P. 162957). (Fig. 37 und 38). Fast der ganze längliche Trog T ist mit Walzenpaaren $W_1 - W_4$ auf Achsen D_1 versehen, und angetrieben etwa von Scheibe G und Kuppelstangen t

---

[21]) Vergl. *Hofmann*, Handbch. d. Papierfabr. S. 270. Vergl. auch D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 228.

welche mit Grundwerken *d* zusammenarbeiten, den Stoff über geringfügige Kropferhebungen *c* der nächsten Walze, beziehungsweise den beiden Seitenkanälen *B* zuwerfen und schließlich durch Oeffnungen *a* zu der Pumpe *P* gelangen lassen, die den Stoff in den Mittelkanal *C* mit geeignetem Gefälle übergibt, aus dem er durch zwei untere

Fig. 37.

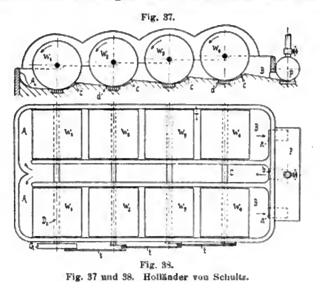


Fig. 38.

Fig. 37 und 38. Holländer von Schultz.

Seitenkanäle *A* wieder zu den Walzen zurückkommt. Berichterstatter meint, daß hierbei gut gemischt werden kann. Ob aber die Vielheit der Walzen nicht allzu teuer ist und wirklich gleichmäßige Mahlung verbürgt, mag dahingestellt bleiben.

Die Vorschläge von *E. A. Jones* (amerikan. Patente 696822, 717209, 745859), um flotten Stofflauf zu erzielen, erinnern ungemein an ältere, bereits bekannte Ausführungen, insbesonders den *Kron*schen Holländer.[22]) Unmittelbar hinter dem Kropf, ungefähr an jener Stelle, wo derselbe in den normalen Trogboden übergeht, wird in einer Aushöhlung eine von Preßwasser gespeiste Kammer angelegt, aus der durch einen feinen flachen Schlitz in der Nähe und in der Neigung des Trogbodens ein Wasserstrahl nach Bedarf in den Stoff gelangt, um ihn einerseits unmittelbar durch die lebendige Kraft des Spritzwassers zu beschleunigen, andererseits zu verdünnen und dadurch leichter beweglich zu machen, was unter anderem z. B. beim Leeren des Holländers von Vorteil sein kann. Sind doch dafür auch eigene Spritzventile patentiert, wie die von *Diettrich*.[23]) Auch *Wallace White* (amerikan. Patent 766563) ordnet Spritzwasseraustritt durch besondere Ventile an.

Eine interessante, verhältnismäßig viel versprechende Einzelheit für Stofftreiber veröffentlichte die *Maschinenfabrik zum Bruderhaus*, Reutlingen (D. R. P. 160898). Es handelt sich darum, die durch den Trog gehende Welle gut und vorteilhaft zu lagern, ohne Oel an den Stoff treten zu lassen. Dies geschieht durch eine hier besonders zu empfehlende Wasserschmierung (Fig. 39). Die Stofftreiberschraube *d* ist auf die Welle *b* festgekeilt und durch die Riemscheibe *c* angetrieben zu denken. Das lange Lager *a*, welches an die Trogwand *e* angeschraubt wird, hält die Welle *b* mit dem Treiber *d*, der sich durch den Ring *g* an das Lager *a* stützt. In das Lagerinnere dringt durch Röhrchen *f* Druckwasser aus der wohl in jeder Papierfabrik vorhandenen Leitung, schmiert im Lager und tritt allenfalls etwas bei *g* ins Holländerinnere, andererseits wird der Ueberschuß durch das Abfallröhrchen *h* abgeleitet.

An bekannte Ausführungen erinnert auch die Lagerung der Holländerwelle von *H. A. Hall* (amerikan. Patent 726424). Um zu hindern, daß der Stoff an den Lagerstellen aus dem Troge trete, wird außen an der Trogwand ein lotrecht geführter, oben halbkreisförmig ausgeschnittener

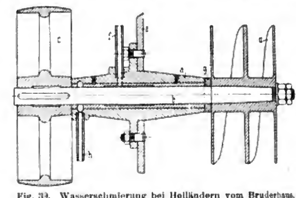


Fig. 39. Wasserschmierung bei Holländern vom Bruderhaus.

Schieber eingebaut, der durch eine genügend gespannte Feder immer nach aufwärts gedrängt wird und sich dadurch an den Hals der Holländerwelle legt. Er sichert so die Abdichtung gegen außen, ohne daß die Stellbarkeit der Walze beeinträchtigt wird, weil die erwähnte Schieberfeder sich anpaßt.

Eine besondere Einzelheit an Holländern, welche etwa für das Mahlen des Stoffes zu echten Lederpappen geeignet sein sollen, gibt *A. W. Case* (amerikan. Patent 690097) an. Besondere Stachelwalzen in dem sonst normal gestalteten, zweiteiligen Holländertrog sind in der von der Mahlwalze freien Abteilung angebracht, um jene Stoffteile, welche schon genügend gemahlen sind und an der Oberfläche sich befinden, zu fassen, in rascher Drehung empor zu heben und auf ein Abführtuch zu werfen, das solche Teile dann im weiteren einem Abfallkasten, bezw. Rohr überliefert.

E. Conley (amerikan. Patent 678226) kommt neuerlich auf den Gedanken der drehbaren Walzengrundwerke zurück. Berichterstatter vermag sich auch derzeit aus bereits wiederholt geäußerten Gründen für solche Anordnungen nicht zu erwärmen, mag auch in dem neuesten Vorschlage an kreuzende Grund-, bezw. Walzenmesser gedacht werden, wie sie etwa die *Voith*schen Walzen zeigen.

H. R. Simons (amerikan. Patent 771582) gibt eine besondere Befestigungsart für die bereits bekannten Zickzackgrundwerke, ebenso wie *W. Schmidt* im D. R. P. 149738 zu seinen Steinmahlorganen bei Holländern,[24]) um sie weniger gebrechlich zu machen, so daß man letzter Zeit recht günstige Urteile hierüber aus der Praxis vernimmt.

Insbesonders wird die Möglichkeit betont, mit Steinmahlung, wobei Basaltlava sehr gerühmt wird, leicht schmierigen Stoff, feste Papiere zu erzielen, was ja, wenn schon an die von *Jagenberg*[25]) so scharf betonte und vom Berichterstatter in seinen Untersuchungen über den Holländer weiter ausgeführte Bedeutung des spezifischen Druckes im Mahlwerk gedacht wird, nur begreiflich erscheint, weil auf die einfachste Weise bei Steinmahlorganen (Walze und Grundwerk) unter sonst ähnlichen Umständen gegenüber gewöhnlicher Holländermesserung, insbesonders auch bei großen Walzen, verhältnismäßig niedriger spezifischer Mahldruck und damit schmieriger Stoff zu erzielen ist. Besonders bei Zellstoff soll sich diese Mahlweise bewähren haben, was eigentlich in Einklang damit steht, daß auch der Kollergang bei Zellstoff Befriedigendes leistet. Nicht gerne möchte Berichterstatter aber dem Vorschlage zustimmen, in einem mehrwalzigen Holländer gewöhnliche Messerung mit Steinmahlung zu verquicken. Wünscht man

[22]) Vergl. D. p. J. 1888, Bd. **268**, S. 490.

[23]) Vergl. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 231.

[24]) Vergl. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 231.

[25]) *F. Jagenberg*, Das Holländergeschirr. 1890. Vergleiche auch Papierzeitung 1896, S. 730.

verschieden behandelte Fasern für eine besondere Papierqualität, so mögen jene gesondert in Holländern geeigneter Art gemahlen und erst später gemischt werden. Erwähnt sei übrigens noch, daß auch der bekannte Papiertechniker *S. A. Wagg* (amerikan. Patent 763817) Steingrundwerke aus lotrechten, durch weichere Zwischenteile getrennten Steinlagen vorschlägt.

F. Pitzler empfiehlt sogenannte *Rapid-Grundwerke* aus ausgebuchteten Bronze- bezw. Stahlmessern, wobei angeblich Kraft zu sparen sei. Die von *Sanderson & Newbould* vorgeschlagenen Messer, welche zur Hälfte aus Stahl, zur anderen Hälfte aus Phosphorbronze bestehen und durch Löten der Hälften hergestellt werden, müssen sich erst bewähren.

John White (D. R. P. 153273) gibt eine stellbare Grundwerkskonstruktion an (Fig. 40). Der Grundwerkskasten *c* mit den Schienen *b* geht durch einen genügend weiten Schlitz *d* des Trogbodens, gegen den er durch einen in Nut *n* liegenden Gummihohlring *m*, der mit Druck-

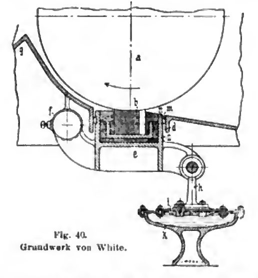


Fig. 40.
Grundwerk von White.

wasser oder Druckluft gespeist wird, abgedichtet ist. Der Grundwerkskasten *c* steht weiter unten mit einem oder mehreren, bei *f* drehbaren Stellhebeln *e* in Verbindung, die durch Preßwasser oder in sonst geeigneter Weise in ihrer Höhenlage erhalten werden. Hier ist eine Preßdose *k* angedeutet, die oben durch das Diaphragma *i* gedeckt ist, auf welches sich die Stangen *h* stützen, die oben an die Hebel *e* gelenkt sind. Eine verschließbare Oeffnung in der Dose *k* gestattet das Druckwasser abzulassen.

Gegenüber den meisten anderen Ausführungen haben wir die Mahlarbeit hier mit der festgelagerten Mahlwalze *a* zu leisten, welche übrigens den Stoff wie sonst über einen Kropf *g* wirft, während der Mahldruck durch Nähern oder Entfernen des Grundwerkes geregelt wird, dessen Stellwerk, allseits zugänglich, außen angeordnet ist. Trotzdem ist es immerhin fraglich, ob diese Anordnung ermöglichen wird, die so notwendige gleichmäßige Mahlung mit Rücksicht auf die Natur der Fasern, die Stoffdichtigkeit und dergl., wie es in den Holländeruntersuchungen des Berichterstatters ausführlich begründet wurde, besser als bei stellbarer Walze ausführen zu lassen.

Gut gedacht erscheint eine Vorrichtung von *F. A. Münzer* (D. R. P. 147586), um den Sandfang vor dem Holländergrundwerk auch während des Betriebes ohne Störung desselben entleeren zu können. Es wird an die tiefste Stelle des sonst gewöhnlichen Sandfanges ein Stutzen mit Hahn, hieran ein genügend weites mit Lüftungs- und Wasserzulaufrohr versehenes Gefäß und endlich an die tiefste Stelle desselben wieder ein Stutzen mit Hahn angeschlossen. Läßt man den erwähnten oberen Hahn offen, den unteren geschlossen, so können die Verunreinigungen aus dem Sandfang in das unterhalb befindliche Gefäß fallen und in diesem sich ansammeln. Aus letzteren sind sie leicht zu entfernen, ohne den Holländergang zu stören, wenn der obere Hahn geschlossen, der untere gegen den Abfall geöffnet wird.

Lumpenhalbstoff scheint tatsächlich auch für den Handel mehr Bedeutung zu gewinnen in dem Sinne, daß besondere Fabriken sich nur mit der Herstellung von Lumpenhalbstoff befassen und diesen an solche Papierfabriken weiter geben, die sich mit der Zerfaserung der Hadern nicht beschäftigen wollen. Sogar nicht unbedeutende Ausfuhr (aber auch Einfuhr) solchen Lumpenhalbstoffes aus (und nach) Deutschland ist zu bemerken. Auch hier ist fachmännisch erfahrene Leitung durchaus zu wünschen, um die besonderen Hadernqualitäten diesen entsprechend zu mahlen, so daß dann solche Halbstoffe ohne Mißtrauen weiter verarbeitet werden können. Die Form für Halbstoffe, in der sie weitergegeben werden, ist jener für Holz- und andere Zellstoffe analog, eine Art Pappe, deren Herstellung auf der Rundsiebmaschine wohl am bequemsten und billigsten erfolgt. Der Vorschlag von *J. S. Hughes* (amerikan. Patent 691771), wonach Filterpressen zur Entwässerung benutzt werden sollen, dürfte kaum gegen die Arbeit der Rundsiebmaschinen aufkommen.

Interessante *Kraftverbrauchsversuche bei Holländern* führte *Clayton Beadle* durch[26]). Er fand unter anderem, daß Zellstoff (aus Holz), Manilataue und Jute, dann Leinen, endlich rohes Holz bis zum richtigen Ganzstoff Kraft verbrauchten im Verhältnis: 1 : 2 : (4—5) : (6—8). Außerdem zeigten Vergleichsversuche den großen Vorteil besonderer Stoffbewegungsorgane, durch welche der Gesamtkraftverbrauch wesentlich herunterzudrücken ist bei sonst gleicher Verkleinerungsart für die Fasern.

b) *Stoffmühlen und andere Faserzerkleinerungsmaschinen.*

Neben den Holländern sind bekanntlich schon längere Zeit *andere Zerkleinerungsmaschinen* mit mehr oder weniger großem Erfolge in Gebrauch, bald ungemein gelobt, bald recht schlecht gemacht und den bereits bekannten Apparaten nicht nur als nicht überlegen, sondern als nachstehend bezeichnet. Hierher sind insbesondere *Stoffmühlen* und *Zerfaserer* zu nehmen. Alle diese gehören eben an den richtigen Ort, an die richtige Arbeit und Wartung bei selbstredend von vorneherein richtiger Anlage, wenn sie Gutes schaffen sollen. Der Holländer mit seiner meist vorhandenen großen Uebersichtlichkeit und Anpassungsfähigkeit ist da eben vielfach im Vorteil.

Julius Kissel (D. R. P. 157022) arbeitet bei seiner Zerfaserungsmaschine für Hadern mit einer wagerecht in einem Gehäuse sich drehenden dicken Scheibe, welche an der Mantelfläche mit teilweise gezahnten oder gerieften Schlagarmen besetzt ist, die in einer Schraubenlinie gegeneinander verstellt angebracht sind und mit gezahnten oder gerieften Teilen des Gehäuses zusammenarbeiten.

Bei sonst bekannten, an die alte *Kingsland*sche oder die *Jordan*sche Stoffmühle sich anlehnenden neuen Apparaten sind Einzelheiten verbessert worden, wie etwa die besondere Messerbefestigung von *S. R. Wagg* (amerikan. Patent 718060), *H. G. Säcker* (amerikan. Patent 717718), scharfe Einstellung der Entfernung der Mahlflächen, Zu- und Ableitung des Stoffes, besondere Art der Mahlwerkzeuge an den sonst in bekannter Weise ausgebildeten Mahlflächen und dergl.

L. A. Thomas (amerikan. Patent 775873) wählt ziemlich kurze kegelige Mahlflächen, die gegen einen kurzen und glatten zylindrischen Teil zusammenlaufen, drehbar um eine wagerechte Achse in entsprechenden, mit kegeligen, festen Mahlflächen versehenem, im wesentlichen geschlossenem Gehäuse. Dabei arbeitet diese Mahlscheibe mit

[26]) Paper Trade Review, April 1902.

einem Troge, der ungemein an den bereits beschriebenen dreiteiligen Trog des *Kron*schen Holländers erinnert und so wie bei diesem einen Stoffumlauf veranlaßt, womit tatsächlich ein Mittelding zwischen Holländer und Stoffmühle gegeben ist.

Die Stoffmühle von *Ch. E. Pope* (amerikan. Patent 776755) erinnert im ganzen Aufbau außerordentlich an die *Kingsland*sche Anordnung und will mit gegeneinander schräg gestellten Messern der sich drehenden, beziehungsweise festen Mahlfläche die Fasern sehr schonend behandeln. *S. R. Wagg* versieht (amerikan. Patent 763818) eine sonst gewöhnlich ausgebildete Stoffmühle von *Jordan* mit mehreren Rohranschlüssen an dem Gehäuse, um nach Wunsch Fasern schon vor dem Durchgang zwischen den ganzen Mahlflächen abzuleiten, oder sie wiederholt an bestimmten Stellen in den Mahlprozeß zurückzuführen, um nach Bedarf von derselben Stoffmühle verschieden gemahlene Fasern zu bekommen. *F. J. Marshall* (amerikan. Patent 725349), *A. Diamantidi* (D. R. P. 128546) und *G. A. Clark* (amerikan. Patent 696314) bringen besondere Stellvorrichtungen für die Mahlflächen an, wobei die beiden letztgenannten Ausführungen bedeutende Aehnlichkeiten aufweisen. Es sei deshalb nur der Vorschlag *Diamantidi*s beschrieben (Fig. 41 und 42).

Die mit der Achse *a* drehbare Mahlscheibe *b* besitzt an dem verstärkten Ringrand *c* die Mahlflächen *d*, die hier aus Schmirgel, Carborund oder dergl. gedacht sind. Diese haben mit den während des Mahlens festen Ringen *e* zusammenzuarbeiten, welche analog den drehbaren Mahlflächen *d* mit einem schleifend wirkenden Ueberzug versehen sind. Zwischen diese Mahlflächen tritt der Rohstoff durch die Stutzen *k* beiderseits ein, wird in den Ringkanal *l* auf dem Untergestell *m* ausgeschleudert und fließt durch ein Ansatzrohr ab. Für richtiges Mahlen ist die Einstellung der beiden Mahlflächen *d*, mögen sie aus schleifenden oder gemesserten Teilen bestehen, von größter Bedeutung, wobei ausdrücklich bemerkt werde, daß beiderseits und an allen Stellen der Ringe *d* ganz gleichmäßig einzustellen ist, weil schon kaum merkbare Abweichungen von ungünstigem Einfluß auf den zu erzielenden Stoff sind. Hierfür ist nun hier ein mit den festzuhaltenden Ringen verschraubter Kranz mit Schneckenzahnung *i* einerseits und Muttergewinde *g* im Innern andererseits vorgesehen, mit welchem Ring *i* auf das feste Gehäuse zu schrauben ist. Wird nun mit der Schnecke *h*,

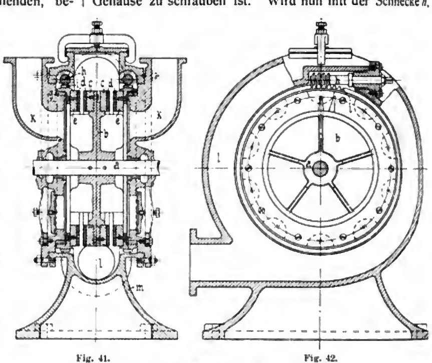


Fig. 41. Fig. 42.
Fig. 41. und 42, Stoffmühle von Diamantidi.

die in die Zahnung *i* greift, letztere gedreht, so schraubt sie sich bei *g* entweder auf das Gestell gleichmäßig auf oder ab, dadurch den Zwischenraum bei *d*, der für gute Mahlung so wichtig ist, erweiternd oder verengend. Ganz gleichmäßig beiderseits kann dies erfolgen, wenn die symmetrisch angeordneten Schnecken *h* übereinstimmend von einer Stelle aus angetrieben werden.

(Fortsetzung folgt.)

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Hitzdraht-Wattmeter und Oscillograph. (*Irwin.*) Die neuen Hitzdrahtinstrumente sind polarisiert und zwar besteht das System aus zwei parallel gespannten dünnen Drähten, die an einem Ende miteinander verbunden und an eine konstante Stromquelle angeschlossen sind. Die andere Klemme der Stromquelle ist über zwei gleiche Widerstände an die anderen Enden der Drähte angeschlossen. Beide werden infolgedessen dauernd von gleich großen, gleichgerichteten Strömen durchflossen. Wird jedoch an die freien Enden der Drähte eine Spannung gelegt, so werden beide nacheinander von einem Strom durchflossen, der den vorhandenen Strom in dem einen Draht vermehrt und in dem anderen Draht um denselben Betrag vermindert. Beide Drähte werden sich infolgedessen ungleich ausdehnen und ein zwischen die beiden befestigter Spiegel, der für Projektionszwecke 1,5 mm Breite und 4 mm Länge besitzt, wird seine Lage verändern. Genaue Versuche haben gezeigt, daß die Ausschläge genau der Stromstärke proportional sind.

Um in dem Instrument beide Drähte mit derselben Kraft zu spannen, sind sie mit ihren Mitten über zwei in demselben Rahmen gelagerte Röllchen geführt, an den eine kleine Spiralfeder angreift. Kommen bei der Messung schnelle Stromschwankungen in Betracht, so wird das System zur besseren Kühlung in ein Oelbad gesetzt. Das Instrument ist dann bis zu einer sekundlichen Frequenz von fünf brauchbar. Für größere Frequenzen wird ein Kondensator im Nebenschluß zu einem *Ohm*schen Widerstand für Spannungsmessungen und zu einem induktiven Widerstand für Strommessungen verwendet.

Bei Wattmetermessungen fallen die Hilfsstromquelle und die beiden gleich großen Widerstände fort. An die Verbindungsstelle der Drähte ist dann ein Widerstand angeschlossen und das freie Ende des letzteren, sowie das Ende eines Drahtes werden an die volle Spannung gelegt. Den freien Enden der Drähte ist ferner ein Meßwiderstand geringer Größe parallel geschaltet, durch den der Verbrauchsstrom geschickt wird.

Wie bereits erwähnt, müssen besondere Mittel angewendet werden, damit der Ausschlag des Instrumentes schnellen Stromschwankungen folgt. Anderenfalls ist wie bei jedem Hitzdrahtinstrument der Ausschlag proportional der Strommenge, sofern nur eine Wärmeausstrahlung genügend verhindert wird. Infolgedessen kann das Instrument auch zur Messung von Elektrizitätsmengen, beispielsweise der Ladung eines Kondensators verwendet werden.

Die mit dem Instrument aufgenommenen Spannungskurven

stimmten genau mit den durch den *Duddel*schen Oscillographen erhaltenen überein. (The Electrician 1907, S. 266—266 und 306—307.) *Pr.*

Photometer. (*Trotter.*) Das Instrument, welches zur Messung der Helligkeit sowohl von Straßen- als auch von Innenbeleuchtung dienen soll, ist kastenförmig und besitzt auf der Deckplatte eine mit drei schmalen Schlitzen versehene Scheibe. Durch diese Schlitze wird eine in dem Kasten befindliche weitere Scheibe beobachtet, die um eine Achse drehbar ist und von einer elektrischen Vergleichslampe infolgedessen verschieden stark beleuchtet wird. Erscheinen beide Scheiben gleich hell, so können an einer Teilung mittels eines mit der drehbaren Scheibe verbundenen Zeigers die Fußkerzen unmittelbar abgelesen werden. Mit dem neuen Instrument sollen bei der Untersuchung von Straßenbeleuchtung genauere Werte als mit dem Flimmerphotometer erhalten werden und überdies noch das Auge des Beobachters wesentlich geschont werden Um bei Ablesungen von der verschiedenen Färbung der zu untersuchenden und der Vergleichsquelle unabhängig zu sein, erhalten die beiden Scheiben entsprechend dem *Crova*schen Gesetz eine gelbe Färbung.

Zur Aufstellung des Instrumentes dient ein leichter zusammenlegbarer Dreifuß mit einem besonderen Kopf, der sowohl eine Drehung als auch eine Neigung des Instrumentes zuläßt, so daß es in beliebiger Richtung und unter beliebigem Winkel verwendet werden kann. (The Electrician 1907, S. 274 bis 275.) *Pr.*

Eisenbahnwesen.

Anfahrbeschleunigung. Neben dem konstanten Drehmoment, dem Fortfalle der Dampf- und Rauchbelästigung, sowie der Unabhängigkeit von der Witterung, die auf die Kesselleistung einwirkt, ist der Hauptvorteil des elektrischen Betriebes vor dem Dampfbetrieb die größere Anfahrbeschleunigung. Letztere erfordert naturgemäß einen beträchtlichen Energieaufwand, der nur dann auf das Kraftwerk nicht einwirkt, wenn zahlreiche Wagen oder Züge gleichzeitig verkehren. Letzteres ist jedoch bei schwerem Betriebe beispielsweise bei elektrischen Lokomotiven von 75—100 t oder Motorwagen von 40—60 t Gewicht selten der Fall. Nun gebraucht eine 90 t Lokomotive vor einem 400 t Zuge bei 4,5 kg/t Schienenwiderstand bis zu 3750 Amp. bei 500 Volt Spannung, wenn nur eine Beschleunigung von 0,22 m/Sek erzielt werden soll. Beschleunigungen von 0,55—0,7 m/Sek, die bei Hochbahnen und Vorortbahnen mit geringen Haltestellenentfernungen üblich und auch nötig sind, können daher mit Rücksicht auf die außerordentliche Belastung des Kraftwerkes bei Fernbahnen gar nicht erzielt werden. Es ist dies auch gar nicht so nötig, da die Haltestellenentfernung wesentlich größer ist und die Anfahrbeschleunigung daher auf die Gesamtfahrzeit keinen so wesentlichen Einfluß besitzt. Auch der anderenfalls entstehende starke Spannungsabfall in den Speiseleitungen zwingt zur Beschränkung des Anfahrstromes bei schweren Zügen. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 1135.) *Pr.*

Wellenförmige Schienenabnutzung. (*Panton.*) Für die eigenartige Schienenabnutzung bei elektrischen Bahnen wird angegeben, daß die bisherigen auseinandergehenden Erklärungen auf Verallgemeinerung von Sonderfällen zurückzuführen sind. Der Verfasser ist auf Grund seiner Beobachtungen zu folgendem Ergebnis gelangt:

Die Schienen selbst können an der wellenförmigen Abnutzung nicht Schuld sein, denn Schienen beliebiger Herkunft zeigen die Abnutzung, sobald sie von elektrisch angetriebenen Fahrzeugen benutzt werden; dagegen bringt Pferde- und Dampfbetrieb diese Erscheinung nicht hervor. Ferner haben in gerader Strecke verlegte Schienen, die keine wellenförmige Abnutzung aufwiesen, nach ihrer Verlegung in einer Kurve sehr bald diese Abnutzung gezeigt. Schließlich tritt bei einer Neuanlage diese Abnutzung erst nach mehreren Jahren, nach Auswechselung der abgenutzten Schienen jedoch bereits nach einigen Wochen auf. Auch die chemische und physikalische Untersuchung abgenutzter Schienen hat hiermit übereinstimmende Tatsachen ergeben, da neben den Wellenbergen und -tälern dem Steg oder Fuß der Schiene entnommene Proben weder in der Struktur noch in der Festigkeit Unterschiede untereinander aufwiesen. Infolgedessen können Vorgänge beim Walzen der Schienen, die häufig zur Erklärung der Erscheinung herangezogen werden, nicht in Betracht kommen.

Da demnach die Fahrzeuge die Ursache sein müssen, ist zu untersuchen, welche Veränderungen die Untergestelle und Räder im Betriebe erleiden.

Eine genaue Untersuchung von Drehgestellen hat gezeigt, daß sie nicht mehr rechteckig waren. Die Achsen haben infolgedessen dauernd eine schiefe Stellung zur Fahrtrichtung. Hieran dürfte vor allem Schuld sein, daß das neben dem Zahnradvorgelege sitzende Rad einer Achse bestrebt ist, dem anderen Rade vorzueilen. Als Beweis hierfür können die Beobachtungen auf der *Liverpool Overhead Railway* dienen. Denn während der ersten 9 oder 10 Jahre des Betriebes wurden Achsmotoren verwendet. Hierbei werden beide Räder gleich stark angetrieben; daher zeigte sich auch keine wellenförmige Schienenabnutzung. Letztere trat aber bald auf, nachdem in dieselben Drehgestelle Achsen mit Vorgelegeantrieb eingebaut waren. Begünstigt wird diese Verzerrung der Drehgestelle durch deren ungeeignete Bauart, die aus Ersparnisrücksichten meist so leicht wie möglich gewählt wird.

Gleichsam als Gegenbeweis wird angeführt, daß in Liverpool eine Anzahl Drehgestelle, die im Betriebe schief geworden waren, sorgfältig gerichtet und dann auf einer besonderen Strecke verwendet wurden. Hierauf zeigte es sich, daß die Tiefe der vorhandenen Wellen sich um die Hälfte verringerte.

Die Entstehung der Wellen wird folgendermaßen erklärt: Bei größerer Fahrgeschwindigkeit werden die Spurkränze der schräg laufenden Achsen von Zeit zu Zeit auf Strecken mit Zwangsschienen die letztere streifen, ein Laufrad und damit die eine Seite jeder Achse wird dann zeitweise gehemmt, angehoben und dann infolge der Torsion der Achse in die dem anderen Rade entsprechende Lage vorwärtsspringen. Hierbei wird gleichsam durch Hämmern das Material an bestimmten Stellen gehärtet und dadurch die Abnutzung vermindert, während die Abnutzung um so stärker an den zwischenliegenden Stellen infolgedessen wellenförmig auftreten wird. Da diese Tätigkeit nur ein Laufrad ausübt, wird dieses auch stärker abgenutzt, was zum Schieflaufen des Radsatzes gleichfalls beiträgt. Bei Straßenbahnen wirken außerdem die Kurven auf die ungleiche Abnutzung der Räder ein, da keine Ueberhöhung vorhanden ist. Es sei bemerkt, daß Unterschiede im Raddurchmesser von 20—25 mm, sowie Abnutzungen der Bandagen und der Zwangsschienen der beschriebenen Erscheinung entsprechend beobachtet wurden.

Wesentlich für die wellenförmigen Abnutzungserscheinungen ist neben der Fahrgeschwindigkeit auch die Elastizität der Schienen bezw. die ihrer Lagerung. Denn im Pflaster verlegte Straßenbahnschienen zeigten selbst unter Berücksichtigung der Fahrgeschwindigkeit kürzere Wellen als auf Schwellen verlegte Schienen einer Hochbahn. Ferner sind an den Schienenstößen kürzere Wellen als an dem übrigen Teile der Schiene aufgetreten.

Neben der wellenförmigen Abnutzung sind übrigens auch noch die Achsbrüche auf das Schieflaufen der Radsätze zurückzuführen. Denn auf der Bruchfläche einer Achse ist zu erkennen, daß es sich um eine Mehrzahl kleiner Brüche handelt, die um die Achse verteilt und zu verschiedenen Zeiten aufgetreten sind. Diese kleinen Brüche dürften dadurch zu erklären sein, daß der durch den einseitigen Antrieb schief laufende Radsatz bei der Einfahrt in eine Kurve mit einem Rad gegen die Zwangsschiene anläuft und hierbei einen sehr starken Stoß erhält. Zur Abhilfe schlägt der Verfasser vor,

den Antriebsstrom vor der Einfahrt in jede Kurve zu unterbrechen. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 640–645.) *Pr.*

Eisenbeton.

Winkelstützmauern in Eisenbeton. (*Weidmann.*) Die Winkelstützmauern bestehen aus einer wagerechten Grundplatte und einer senkrechten Vorderwand, welche durch Eiseneinlagen selbst biegungsfest sind und auch biegungsfest miteinander verbunden sind. Die senkrechte Vorderwand hat den seitlichen Schub des Erddruckes aufzunehmen, dessen Biegungsmoment am Uebergang der Vorderwand in die Platte am größten ist. Die Grundplatte überträgt die auf die Mauer wirkenden Kräfte auf den Baugrund, wobei gleichzeitig die Auflast des Erdbodens in für die Standsicherheit der Mauer günstigem Sinne ausgenutzt wird. Die Breite der Grundplatte richtet sich nach der zulässigen Belastung des Baugrundes. Häufig sind die beiden Teile der Mauer noch durch senkrechte Rippen auf der Erdseite verbunden.

In Stettin sind mehrere derartige Mauern ausgeführt.

Eine Mauer von 6,44 m Höhe (von Fundamentunterkante bis Terrainoberkante gemessen) hat in 2,1 m Abstand als Einlage ein Gerüst aus E-Eisen No. 10 erhalten, welches aus einem senkrechten Stab in der Vorderwand, einem wagerechten Stab in der Grundplatte und einem schrägen Stab in der Rippe besteht. Außerdem sind noch zur Aufnahme der Biegungsspannungen in der Vorderwand zwischen diesen Gerüsten wagerechte Rundeisen von 10 mm Durchm., in nach unten kleiner werdendem Abstand, und in der Grundplatte einige I-Träger als Verteilungsstäbe eingelegt. Die Schenkel der Mauer sind in einer mittleren Betonstärke von rund 55 cm ausgeführt; hierbei bestand die Betonmischung aus einem Teil Portlandzement, drei Teilen Kiessand und fünf Teilen Kiessteinen.

In ähnlicher Weise, jedoch nur mit Rundeiseneinlagen und ohne Rippen, sind einige Grenzmauern ausgeführt, bei welchen der Höhenunterschied der Bodenoberkanten vor und hinter der Mauer 2,6—4,15 m beträgt. Da die Rippen fehlen, so ist der Uebergang der Vordermauer in die Grundplatte konsolartig ausgebildet. Bei Stützmauern von größerer Länge ist in Abständen von 10—15,0 m eine Ausdehnungsfuge erforderlich.

Vergleichende Kostenberechnungen haben gezeigt, daß bei der Ausführung von Winkelmauern an Stelle der üblichen Mauern mit vollem Querschnitt erheblich gespart wird. (Mitteilungen über Zement, Beton und Eisenbetonbau der deutschen Bauzeitung 1907, S. 53—54.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Elektrotechnik.

Erdströme. (*Winsor & Corning.*) Die *Boston Elevated Railway Company*, die aus zehn Kraftwerken etwa 76 Speisebezirke mit Strom versorgt, hat stark mit Erdströmen zu kämpfen. Sie mußte die Kabel der Telephongesellschaft in vielen Fällen leitend mit den Fahrschienen verbinden oder besondere Rückspeisekabel legen und bei ihren eigenen Kabeln hat sie den Bleimantel unterbrechen und an diese Stellen besondere Gummiisolation anordnen müssen. Ferner war es nötig, in die Rohre der Wasserleitung elf isolierende Zwischenstücke einzubauen.

Diese Verhältnisse haben die Gesellschaft veranlaßt, Versuche mit Dreileiterschaltung auszuführen. Hierzu wurde in etwa acht Speisebezirken die Isolation der Fahrleitungen gegen benachbarte Speisebezirke verdoppelt und dann ein Teil dieser Bezirke von einer mit den übrigen Maschinen des Kraftwerkes in Reihe geschalteten Maschine gespeist. Zum Vergleich wurden bei der bisherigen Schaltung und bei der Dreileiterschaltung der Spannungsabfall in den Fahrschienen, die Spannung zwischen den Fahrschienen und einem durch die Bezirke hindurchgehenden Wasserrohr von etwa 1200 mm Durchm., sowie der das letztere durchfließende Strom gemessen. Hierbei zeigte es sich, daß der Spannungsabfall in den Fahrschienen sich um 83 v. H. verminderte, die Spannung zwischen Fahrschienen und Rohr in der Nähe des Kraftwerkes wesentlich abnahm und im Gegensatz zu früher an allen Punkten positiv war. Schließlich war der das Wasserrohr durchfließende Strom im Mittel um 85 bis 88 v. H. verringert. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 862—864.) *Pr.*

Materialienkunde.

Schüttbeton-Untersuchung. (*Wiedenmann.*) Bei der Gründung der Pfeiler der neuen Isarbrücke zu Landau war die Sohle der Betonsenkbrunnen mit Schüttbeton abzudecken. Um das Verhalten des unter Wasser geschütteten Betons zu erproben, wurde von einer Schiffsrüstung aus in die Isar ein Holzkasten von 80/72 cm Lichtweite, dessen oberer Rand mit dem Wasserspiegel abschnitt, versenkt. Auf dem Boden des Kastens war eine 10 cm starke, lettige Kiesschicht ausgebreitet, um das Aufsitzen des Betons auf natürlichem Boden nachzuahmen. Der übrige Teil des Kastens war vollständig leer und füllte sich bis zum Rande mit Wasser. In diesem Kasten wurde ein leerer Trichter von 15/15 cm Lichtweite aufgestellt und mit Beton gefüllt, bis das Wasser aus dem Trichter verdrängt war. Durch Anheben des Trichters entleerte sich derselbe; jedoch wurde nicht zu stark angehoben, damit sich nicht Wasser auf der Oberfläche des Betons zeigen konnte. Die erste Füllung wurde vollständig ausgewaschen und bildete auf dem Boden des Holzkastens eine nach seinen Rändern abfallende, gewölbte Kiesmasse, auf der sich die übrigen Schüttungen des Trichters schalenartig aufsetzten.

Bei den trocken in den Trichter eingebrachten Mischungen werden die einzelnen Körner, solange sie im Trichter stecken, nicht ausgewaschen. Dagegen wird bei dem Heraustreten des Betons aus dem Trichter ein Teil ausgelaugt, indem einzelne Steine über die entstehenden Kegelflächen herabgleiten und ihre Zementhülle verlieren, so daß sie zusammen am Rande des Kastens eine lockere Masse bilden. Der frei gewordene Zement setzt sich am unteren Rande des Bodens ab.

Der Kasten blieb nach Beendigung der Schüttung vier Monate unter Wasser und wurde dann in die Höhe gewunden und untersucht.

Nach Herabnahme der Seitenwände zeigte sich an den Außenflächen eine abbröckelnde Schicht, nach deren Beseitigung der fest abgebundene Beton sich für das Auge deutlich in einzelne Schalen zerlegte, die einen gemeinsamen Kern hatten und nach außen zackig endigten. Der Raum zwischen diesen Zacken war mit jenen ausgewaschenen, lockeren Kiesmassen gefüllt gewesen; ebenso befand sich auf der Unterseite des Betonkörpers nach Beseitigung der lockeren Kiesmasse eine Höhlung, welche zeigte, daß die erste Trichterfüllung vollständig ausgewaschen war. Die Betonmischung bestand aus 1 R. T. Zement, 3 R. T. Sand und 6 R. T. Kies.

Die Tragfähigkeit des Schüttbetons in geschlossenen Baugruben übertrifft die Festigkeit des gewachsenen Bodens, da die schlecht abgebundenen Stellen mindestens die Festigkeit festgelagerten Kiesbodens haben. Dagegen ist es bedenklich, Bauteile ohne Verschalung der Baugrube auf Schüttbeton zu gründen. (Süddeutsche Bauzeitung 1907, S. 230—231, 238 bis 240.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Materialprüfung.

Einfluß von Lösungen auf Portland- und Schlackenzement. (*Renezeder.*) a) Maschinell erzeugte Probekörper (Mischung 1 : 2 und 1 : 4) aus Portland- und Schlackenzement wurden in verschieden starken Lösungen von *Natriumsulfid* (im Liter Wasser 6,2, bezw. 31,0 und 124 g $Na_2S + 9H_2O$) bis zu einem Jahre gelagert und der Einfluß der Erhärtung durch Prüfung auf Zug- und Druckfestigkeit nach 1, 3, 6 und 12 Monaten festgestellt. Bei jenen Probekörpern, welche kurz nach dem Abbinden in diese Lösungen gegeben wurden, zeigte sich in den ersten Monaten der Erhärtung eine Steigerung der Festigkeiten im Vergleich zu den in Brunnenwasser gelagerten, nach Ablauf eines Jahres jedoch blieben die erzielten Festig-

keiten hinter denen der Versuchsprobekörper zurück. Die Untersuchung ergab bis 6,28 v. H. Schwefelkalzium und 1,37 v. H. Gips bei Portlandzementm., 5,98 v. H. Schwefelkalzium und 2,56 v. H. Gips bei Schlackenzementm. Vergleichsreihen, die zuerst längere Zeit im Brunnenwasser und erst dann in obigen Lösungen gelagert wurden, ergaben selbst in 4 v. H. Lösungen nur ganz geringe Verringerungen der Festigkeiten. b) Lagerung der Probekörper in wässerigen Lösungen von 0,2 bezw. 1 und 4 v. H. *Natriumsulfit* ($Na_2 So_3 + 7 H_2 0$). Erste Zeit Erhöhung der Festigkeiten, gegen Jahresende Abnahme. In den äußeren Schichten wurden festgestellt bei Portlandzementmörteln bis zu 5,11 v. H. Kalziumsulfit und 3,02 v. H. Gips, bei Schlackenzementmörteln bis zu 7,91 v. H Kalziumsulfit und 3,10 v. H. Gips. Probekörper, welche vorerst ein Monat in Brunnenwasser lagerten, waren selbst in 4 v. H. Lösungen fast unversehrt. c) Einfluß von wässerigen Lösungen der *schwefligen Säure*. Schwache Lösungen (bis 0,1 v. H. Gehalt an SO_2) bedingten keine nennenswerte Veränderung, während stärkere Lösungen langsam zerstörend wirkten. (Oesterr. Wochenschrift f. d. öffentl. Baudienst 1907, H. 3 und H. 28.) *A. L.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Straßenbahnwagen für verschiedene Spur. (*Spencer & Dawson.*) Die Straßenbahnen der benachbarten Städte *Breadford* und *Leeds* haben 1220 und 1450 mm Spurweite. Um Wagen der üblichen Bauart von einer Stadt in die andere laufen zu lassen, hätte man daher mit einem Kostenaufwand von etwa 425 000 M. eine dritte Schiene legen müssen. Um diese Summe zu ersparen, hat man Untergestelle gleichzeitig für beide Spuren gebaut, indem man die Räder auf die Achsen fliegend aufsetzte, so daß sie durch entsprechende Uebergangsschienen sich selbsttätig auf die jeweilige Spur einstellen können. Zum Antriebe ist an jedem Laufrade ein großes Zahnrad und an beiden Enden der Motorachse je ein Trieb befestigt, welches so breit ist, daß es in beiden, den verschiedenen Spuren entsprechendenden Endlagen mit den großen Zahnrädern im Eingriff bleibt. Die Laufräder werden in diesen Endlagen durch Riegel festgehalten, welche sich gegen die Seitenflächen der Bandagen legen. Die Bremsklötze sind seitlich schwingend angeordnet und umfassen die Spurkränze, so daß jeder von dem zugehörigen Rade selbsttätig in die jeweilige Arbeitslage mitgenommen wird. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 976—977.) *Pr.*

Fahrdrahtaufhängung. (*Mayer.*) Um die Beanspruchungen der Fahrdrähte für mit Bügelstromabnehmern benutzte Fahrleitungen zu verringern, werden etwa 650 mm lange Aufhängeösen benutzt, die aus zwei längsgeteilten Stücken bestehen. In der Mitte wird in dieser Oese der Fahrdraht auf etwa 150 mm Länge starr in einer Aussparung gefaßt. Nach den Enden zu ist diese letztere rinnenförmig erweitert und mit je vier Anschlägen versehen, gegen die der Fahrdraht sich beim Ausschwingen infolge von Winddruck oder beim Anheben durch den Stromabnehmer nacheinander anlegt. Die Abbiegung des Drahtes wird somit für die Klammer und jeden Anschlag auf ein gewisses Maß begrenzt und so durch Verminderung der Beanspruchung und Verteilung der Biegung auf ein längeres Stück des Drahtes die Lebensdauer wesentlich vergrößert. Der Verfasser behauptet, daß mit dieser Aufhängung Spannweiten von 75—110 m ohne Verwendung der Kettenlinienaufhängung möglich wären. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 921.) *Pr.*

Untergrundbahnen. Auf der *Charing Cross, Euston und Hampstead Railway* in London ist die positive Stromzuführungsschiene auf Steingutisolatoren gelagert; neben dem Gleise zur Stromrückleitung ist eine besondere negative Schiene auf Porzellanklötzen zwischen den Gleisen angebracht. Um dem viel beobachteten Wandern dieser Kontaktschienen vorzubeugen, ist an denselben in entsprechenden Abständen mittels eines Flacheisenwinkels ein Zugisolator angebracht, dessen anderes Ende mittels eines Hakens an dem Ende einer Holzschwelle verankert ist.

Die Wagen sind genau so gebaut wie die auf der *Great Northern, Picadilly* und *Brompton* Strecke; bemerkenswert ist nur die Ausrüstung mit einem Hebel unter dem Wagen, der ein Luftbremsventil steuert und durch einen Anschlag auf der Strecke bewegt wird, wenn der Führer versehentlich ein Haltsignal überfährt.

Die Ausrüstung der Wagenschuppen, der Unterstationen, sowie das Blockierungssystem bieten nichts wesentlich Neues. (The Electrician 1907, S. 257—261 und 336—339.) *Pr.*

Das an der **Münsterschluchtbahn** (*E. Strub*) angewendete vereinigte elektrische Reibungs- und Zahnsystem bedeutet einen großen Fortschritt für die Entwicklung der Bergbahnen, indem bei kleinsten Kurven große Steigungen der Reibungsstrecke und Zahnstrecke erreicht werden können. Erstere beträgt bei der Münsterschluchtbahn 6 v. H., letztere 22 v. H., bei 35 m kleinstem Kurvenradius auf der Reibungsstrecke und 80 m Kurvenradius auf der Adhäsionsstrecke. Die Bahn beginnt am Bahnhof Münster, zieht durch Münster, Ampfersbach und Rosselwassen nach dem Altenberg hinauf. Die untere Reibungsstrecke hat bei 5,4 v. H. größter Steigung 6,22 km, die Zahnstrecke 2,78 km, die obere Reibungsstrecke bei 6 v. H. Steigung 1,8 km Horizontallänge. Gesamtlänge 10,8 km. In Verwendung kamen teils Rillenschienen, teils Vignolschienen. Zahnstange, System *Strub*, auf leichten schmiedeeisernen Sätteln gelagert. Die Kraftzentrale in Münster enthält zwei 200 KW-Dampfgeneratoren für 7000 Volt Drehstrom bei 50 sekundlichen Perioden. Zwei Dampfkessel von je 82 qm Heizfläche und 12 at Betriebsdruck. Bei Ems liegt eine Umformerstation mit zwei Drehstrom-Gleichstromumformern von 200 KW Gesamtleistung und einer Pufferbatterie von 390 Elementen und 296 Amp./Std. Kapazität. Die Kontaktleitung besteht aus zwei 9 mm Kupferdrähten. Stromabnahme für jeden Motorwagen durch zwei Bügel. Vierachsige Automobilwagen mit zwei Reibungs- und zwei Zahnradmotoren von je 85 PS normalen und 100 PS größter Leistung. Radstand der Drehgestelle 1,7 m, Gewicht derselben 7000 kg, Gewicht des ganzen Wagens (für 40 Personen) 23 000 kg. Für den Automobilwagen vier Bremsen: eine mechanische Handbremse auf acht Bremsklötzen der Laufräder wirkend, eine Zahnradhandbremse zur Betätigung der Achse der Zahnradmotoren, eine elektrische Kurzschlußbremse, eine automatische Bremse, welche direkt auf das Zahnrad jedes Untergestelles wirkt und auf der Zahnstrecke bei ungefähr 10 km/Std. in Wirkung tritt. (Deutsche Straßen- und Kleinbahnzeitung, 1907, S. 707—711.) *Hg.*

Schneepflug. (*Wilder.*) Bei dem in *Worcester* verwendeten vierachsigen Schneepflug sind die Pflugscharen nicht am Wagenoberteil, sondern an den Drehgestellen befestigt, so daß sie auch in den kleinsten Kurven genau den Schienen folgen. Die Vorderkante der Pflugschar ist beweglich, um die Entfernung über der Schienenoberkante einstellen zu können; ferner können die Seiten der Pflugscharen durch herausklappbare Bleche verlängert werden. Für beide Bewegungen sind Luftmotoren vorgesehen, so daß ein Führer zur Bedienung der Maschine ausreicht. Zum Antrieb des Schneepfluges dienen vier 50 PS-Motoren, die sich jedoch bei starken Schneefällen als etwas zu schwach erwiesen haben. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 1077.) *Pr.*

Bücherschau.

R. Baumann. Die Festigkeitseigenschaften der Metalle in Wärme und Kälte. Stuttgart 1907. Alfred Kröhner. Preis M. 3,—.

Schon frühzeitig haben Versuche gezeigt, daß bei nicht sehr hohen Temperaturen, bei Kupfer z. B. bereits bei + 200° C eine plötzliche Verringerung der Widerstandsfähigkeit der Metalle eintritt. Das Streben nach höherer Leistung und Oekonomie, nach höheren Dampfspannungen und Feuerintensitäten, also die größere Beanspruchung und die höheren Temperaturen lassen die vorliegende Frage in der technischen Praxis eine bedeutungsvolle Rolle spielen.

Die Berichte über die bisherigen Forschungsergebnisse sind vielfach in Zeitschriften verstreut und es fehlt an einem klaren Ueberblick, wie weit der bisher gewonnene Stand der Erkenntnis reicht. Für tiefe Temperaturen gilt dies noch mehr als für hohe, und doch ist es für den Eisenbahn- und Brückenbau von größter Wichtigkeit, die Festigkeitseigenschaften der Metalle, insbesondere des Eisens, in strenger Winterkälte zu kennen. Der Verfasser, der bereits durch die Berichterstattung über den mikrographischen Teil in den letzten Abhandlungen *Bach*s der technischen Welt bekannt geworden ist, hat sich zur Aufgabe gestellt, die bisher bekannt gewordenen Versuche über die Festigkeitseigenschaften der Metalle in Wärme nnd Kälte, sowie die bei der Ausführung derselben verwendeten Anordnungen zu besprechen und so ein Urteil darüber zu ermöglichen, welcher Wert den Ergebnissen der einzelnen Arbeiten zukommt. Zu diesem Zwecke sind die für wesentlich erachteten Arbeiten auf diesem Gebiete in ausführlichen und guten Auszügen vorgeführt. Die Resultate sind durch eine vom Verfasser einheitlich durchgeführte zeichnerische Darstellung gegeben, welche nicht die absoluten Zahlenwerte, sondern Verhältniszahlen der Ziffern bei erhöhter, bezw. erniedrigter und gewöhnlicher Temperatur angibt. Dadurch ist eine unmittelbare Vergleichung der Versuchsergebnisse möglich.

Mit besonderer Liebe ist der auf die Kritik der Versuchseinrichtungen und -anordnungen bezügliche Teil durchgeführt. Man wird hierin um so eher ein Verdienst erblicken, als man in dieser Hinsicht nicht sorgfältig genug sein kann, besonders in Rücksicht der hier in Betracht kommenden besonderen Versuchsschwierigkeiten. Stellt die oben erwähnte (auszugsweise und einheitliche) Darstellung den Wert der Schrift für den praktisch tätigen Ingenieur dar, so erfüllt dieser kritische Teil den Zweck, die Grundlage zur vollkommeneren Weiterführung der Forschungen über die bisher nur zum geringsten Teil gelösten Aufgaben zu bieten. Nicht ganz einverstanden kann man aber mit der Auswahl der zur Wiedergabe und Besprechung herangezogenen Arbeiten sein. Der mit der französischen und englischen Literatur Vertraute würde unschwer Arbeiten aus letzter Zeit nennen können, welche eher Aufnahme verdient hätten, als manche der in der Schrift besprochenen kleineren Arbeiten. Dieser bis zu einem gewissen Grade subjektive Einwand soll jedoch keine Beeinträchtigung des unleugbar großen Verdienstes *Baumann*s sein. Möge er den durch die Verfassung des Buches in dieser Frage gewonnenen tiefen Einblick ausnützen und eigene Versuche in großem Maße ausführen! *A. L.*

Die Luftseilbahnen. Ihre Konstruktion und Verwendung. Von *P. Stephan*. Berlin, 1907. Julius Springer.

Das vorliegende Buch bildet die Einzeldarstellung eines der wichtigsten und interessantesten Zweige der Massengüterförderung. Zweck der Arbeit ist in erster Linie, bei der Anlage einer Luftseilbahn dem Besteller die Auswahl des richtigen Systems und der günstigsten Anordnung zu erleichtern, daneben will der Verfasser dem entwerfenden Ingenieur konstruktive und rechnerische Unterlagen geben.

Der erste Abschnitt bringt außer einer historischen Ueberschrift für alle Bauarten gemeinsame Angaben über die konstruktive Ausführung der Trag- und Zugseile, sowie über die Bestimmung der unter dem Einflusse des Eigengewichtes, des Winddruckes und der Wagenlasten auftretenden Durchhänge und Spannungen. Auf die Vergrößerung der Beanspruchung des Tragseiles infolge Biegung an der belasteten Stelle, ebenso auf die Frage, welchen Einfluß der Biegewiderstand des Tragseiles auf die Vermehrung dss Fahrwiderstandes hat, geht der Verfasser nicht ein[1]).

Der zweite Abschnitt behandelt das englische Seilbahnsystem, das bekanntlich gekennzeichnet wird durch die Vereinigung von Trag- und Zugorgan. Die Last stützt sich mittels eines Auflagerschuhes auf das in Bewegung befindliche Seil. Diese Bahnen können wegen der Gefahr des Gleitens in der älteren Ausführung nur Steigungen bis etwa 1 : 7, mit verbesserten Kuppelapparaten jedoch noch solche von 1 : 2,5 nehmen.

Vollkommener ist das im dritten Abschnitt ausführlich besprochene deutsche Seilbahnsystem mit getrenntem Trag- und Zugseil, da es Steigungen von 45° und größere Förderleistungen zuläßt. Der Verfasser teilt ein in Bahnen mit ständig umlaufendem Zugseil und solche mit hin- und hergehendem Betrieb[2]). Die konstruktiven Einzelheiten, unter denen namentlich die Kuppelapparate interessieren, werden, ebenso wie im vorigen Abschnitt, vorzugsweise beschreibend behandelt. Rechnerische Untersuchung finden die Traggerüste nebst Fundierung und Schutznetzen, sowie die Antriebsleistung. Die von *Bleichert* aufgestellte Formel der „Hütte" für den Kraftverbrauch ist nicht wiedergegeben, weshalb auf diese besonders aufmerksam gemacht werden soll. Mit Hilfe von Beispielen erläutert der Verfasser Gesamtanordnung, Linienführung und Stationseinrichtungen, sowie die Anwendung der Seilbahnen auf Beschüttung von Lagerplätzen und Begichtung von Hochöfen. Den Schluß des Abschnittes bildet ein kurzes Kapitel über Anlagekosten und Wirtschaftlichkeit.

Der vierte Abschnitt enthält eine Darstellung der Seilbahnkrane und Schiffsbekohlungssysteme. Der hierfür angewandte Sammelname „Blondins" ist nicht allgemein üblich und dürfte auch für den allgemeinen Gebrauch wenig geeignet sein. Der Abschnitt ist etwas kurz gehalten und geht auf die besonderen Eigentümlichkeiten der verschiedenen Systeme nicht in einer ihrer Bedeutung und der Ausführlichkeit der anderen Abschnitte entsprechenden Weise ein.

Trotz einzelner Unvollkommenheiten gibt die *Stephan*sche Arbeit, im ganzen genommen, eine gute und klare Darstellung des heutigen Standes des Luftseilbahnbaues, die bei Errichtung oder Umbau derartiger Anlagen zu Rate gezogen zu werden verdient und auch dem Konstrukteur manchen nützlichen Wink geben wird. Die Ausstattung des Buches entspricht dem Rufe des Verlages.

Stuttgart. *Georg v. Hanffstengel.*

[1]) Der erstgenannte Punkt ist neuerdings in einer sehr beachtenswerten Abhandlung von *Jsaachsen* in der „Zeitschrift des Vereins deutsch. Ing." 1907, S. 652, ausführlich erörtert worden.

[2]) Als kürzer und besser möchte ich vorschlagen: Bahnen mit Ring- bezw. Pendelbetrieb.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Wissenschaft und Bildung. Einzeldarstellungen aus allen Gebieten des Wissens. Herausgegeben von Privatdozent Dr. *Paul Herre. Die Elektrizität als Licht- und Kraftquelle.* Von Dr. *P. Eversheim*, Privatdozent in Bonn. Leipzig 1907. Quelle & Meyer. Preis geh. M. 1,—, geb. M. 1,25.

— *Die Bakterien und ihre Bedeutung im praktischen Leben.* Von Dr. *H. Miehe*, Privatdozent in Leipzig. Leipzig 1907. Quelle & Meyer. Preis geh. M. 1,—, geb. M. 1,25.

Dr. J. Fricks Physikalische Technik oder Anleitung zu Experimentalvorträgen sowie zur Selbstherstellung einfacher Demonstrationsapparate. Siebente vollkommen umgearbeitete und stark vermehrte Auflage von Dr. *Otto Lehmann*, Prof. der Physik a. d. technischen Hochschule in Karlsruhe. In zwei Bänden. Zweiter Band. Erste Abteilung. Mit 1443 Abb. und drei Tafeln. Braunschweig, 1907. Friedrich Vieweg & Sohn. Preis geh. M. 20,—, geb. M. 22,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 38. Berlin, 21. September 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Trägheitskräfte einer Schubstange.

Von Dr.-Ing. **Max Ensslin**-Stuttgart.

Die Schubstange eines Kurbelgetriebes führt gleichzeitig eine hin- und hergehende, und eine schwingende Bewegung aus. Beide Bewegungen sind ungleichförmig, bald beschleunigt, bald verzögert, also mit dem Auftreten von Trägheitskräften verbunden. Die Trägheitskräfte bewirken einerseits Beanspruchung der Maschinenteile und beeinflussen anderseits die Gleichmäßigkeit und Ruhe des Ganges; sie kommen somit z. B. bei dem Massenausgleich und bei der Bemessung von Gegengewichten in Betracht.

Die von einer Schubstange ausgehenden Trägheitskräfte, d. h. die auf Kreuzkopf- und Kurbelzapfen ausgeübten Drücke sind in strenger Weise von *Mohr*, *Lorenz* und *Wittenbauer* untersucht worden[1]), ebenfalls in strenger Weise bestimmt *Mollier* die Kraft, welche am Kreuzkopf in der Schubrichtung wirken muß, um die Schubstange zu bewegen[2]). Die Schubstange kann aufgefaßt werden als gerader, beliebig mit Masse belegter Stab, von dem zwei Punkte in bestimmter Weise geführt sind, z. B. am häufigsten ein Punkt auf einem Kreis, der andere auf einer Geraden.

Die Ingenieure scheinen ausgehend von der Tatsache, daß das Stangenende an der Kurbel sich kreisförmig, dasjenige am Kreuzkopf sich geradlinig bewegt, die Frage nach den Trägheitskräften sich in der Form vorgelegt zu haben: Welcher Teil der Schubstangenmasse ist als rotierend, und welcher als hin- und hergehend anzusehen. Dieser Auffassung zufolge erblickt man in der Schubstange nicht einen materiellen Körper, sondern zwei durch eine starre Gerade verbundene materielle Punkte, deren Trägheitskräfte leicht bestimmbar sind. Die Frage, welcher Teil der Schubstangenmasse als rotierend und welcher als mit dem Kreuzkopf hin- und hergehend angesehen werden darf, ist in Ingenieur-Taschenbüchern und Lehrbüchern verschiedenartig und fast immer unzutreffend beantwortet. Daß der Ersatz der Schubstange durch zwei starr verbundene materielle Punkte nur näherungsweise richtig ist, wird dabei nicht hervorgehoben. Die Eisenbahningenieure rechnen mit der Annahme, daß $^6/_{10}$ der Schubstangenmasse als rotierend, $^4/_{10}$ als hin- und hergehend aufzufassen sei; dies trifft häufig befriedigend zu, doch nicht allgemein.

Aus den exakten Untersuchungen geht hervor, daß die Schubstange mit mehr oder minder großer Annäherung dieselben Trägkeitskräfte äußert, als wäre ihre Masse nach dem Schwerpunktsgesetz auf Mitte Kurbelzapfen und Kreuzkopfzapfen verteilt, und dort punktförmig konzentriert. Dies ist ein recht einfaches und einleuchtendes Ergebnis, das trotzdem wenig Eingang in die Bücher gefunden hat, die bei der Anwendung gewöhnlich von den Ingenieuren zu Rate gezogen werden. Zum Teil mag die Ursache hiervon darin liegen, daß der Beweis für das angegebene Verhalten der Schubstangenmasse bei *Wittenbauer*, *Lorenz* und *Mollier* nicht besonders leicht, zum mindesten nicht sehr rasch verständlich ist. Ich will nun versuchen, die genaue Ermittlung der Trägheitskräfte einer Schubstange auf einfache und leicht verständliche Weise vorzuführen, und will dann an einigen ausgeführten Schubstangen zeigen, welche Trägheitskräfte von einer Stange tatsächlich ausgeübt werden, und wie groß sie sich ergeben, wenn die Stange ersetzt gedacht wird durch zwei Massenpunkte an den Stangenenden, die dadurch erhalten werden, daß man die Stangenmasse nach dem Schwerpunktsgesetz auf die Stangenenden verteilt.

Ich setze als bekannt voraus, wie die Beschleunigung des Kreuzkopfes gefunden wird, wobei die Wahl offen steht zwischen einem rechnerischen und einer größeren Anzahl zeichnerischer Verfahren, von denen die Methoden von *Mohr*, *Rittershaus*, *Autenrieth*, *Mehmke* und *Bour-Pröll* erwähnt seien[3]). Ich setze fernerhin als bekannt voraus, daß man Beschleunigungen ebenso wie Kräfte nach dem Parallelogramm zerlegen und zusammensetzen darf. Schließlich muß ich einen weniger geläufigen, aber sofort einleuchtenden Satz aus der Kinematik ohne Beweis anführen, er lautet: Die Endpunkte der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsstrecken aller Punkte einer beliebig bewegten starren geraden Stange liegen auf einer Geraden und teilen diese Gerade in demselben Verhältnis, in welchem die Anfangspunkte die Stange teilen. Kennt man die Beschleunigung in den beiden Endpunkten der Stange, so kann man mit Hilfe des angegebenen Satzes die Beschleunigung eines beliebigen Stangenpunktes leicht konstruieren; man erhält z. B. die Beschleunigung in der Stangenmitte (Fig. 1), indem man die Verbindungsstrecke der Endpunkte der Beschleunigungen halbiert und den Halbierungspunkt mit der Stangenmitte verbindet. Die so erhaltene Strecke stellt nach Größe und Richtung die Beschleunigung in der Stangenmitte dar.

Ueber die von der Schubstange geäußerten Trägheitskräfte erlangt man sehr leicht Klarheit, wenn man die Beschleunigung der einzelnen Stangenpunkte in passender Weise zerlegt bezw. ersetzt (s. Fig. 1). Zum Beispiel ersetze man die Beschleunigung p_1 in A durch die Beschleunigung p_2 in B und die durch das Parallelogrammgesetz bestimmte

[1]) *Lorenz*, Techn. Mech. § 41. *Wittenbauer*, Zeitschr. d. V. D. Ing. 1906.
Mohr, Zeitschr. d. V. D. Ing. 1899.
Land, Zeitschr. d. V. D. Ing. 1896.

[2]) *Mollier*, Zeitschr. d. V. D. Ing. 1903, S. 1638.

[3]) z. B. *Hütte*, Des Ingenieurs Taschenbuch.

Komponente p_3. Ebenso verfahre man in den übrigen Stangenpunkten. Die eine Ersatzkomponente sei stets p_2. Aus Fig. 2 folgt mit Rücksicht auf die leicht ersichtliche Proportionalität, daß die zweite Ersatzkomponente p'_3 in allen Stangenpunkten zu p_3 parallel und dem Abstand von

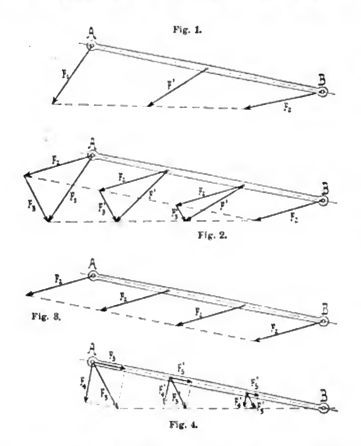


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4.

B proportional ist. Jetzt kann man sich den Beschleunigungszustand auch so vorstellen, daß die Stange unter dem gleichzeitigen Einfluß der Beschleunigungen p_2 und p_3 bezw. der zu diesen parallelen Beschleunigungen p_2 und p'_3 stehe. Die Wirkung dieser Beschleunigungen ist die gleiche, mögen diese gleichzeitig oder nacheinander wirken. Wir nehmen das Letztere an und haben dann die Stange zu betrachten:

1. unter dem Einfluß der in allen Punkten gleich großen und gleich gerichteten Beschleunigungen p_2 (Fig. 3),
2. unter dem Einfluß der in Fig. 4 gezeichneten Beschleunigungen p'_3, die einander parallel und dem Abstand von B proportional sind.

Die in Fig. 4 gezeichneten Beschleunigungen p'_3 zerlegen wir nochmals senkrecht zur Stange und nach derselben. Die dabei in A sich ergebenden Komponenten seien p_4 und p_5, diejenigen in einem beliebigen Punkt p'_4 und p'_5. Wir nennen nach *Mohr* die Komponenten p'_4 die Drehbeschleunigungen und die Komponenten p'_5 die Dehnungsbeschleunigungen. Man erkennt sofort aus Fig. 4, daß sowohl die senkrecht auf der Stange stehenden Drehbeschleunigungen, als auch die in der Stangenrichtung wirkenden Dehnungsbeschleunigungen dem Abstand von B proportional sind. Wir denken uns jetzt wieder, wie vorhin, die Beschleunigungen p'_4 und p'_5 wirken nacheinander und gelangen schließlich zu dem Ergebnis, daß wir an die Stelle der tatsächlichen Beschleunigung in irgend einem Stangenpunkt die drei bezeichneten Ersatzkomponenten treten lassen. Sie rufen alle zusammen die gleichen Trägheitskräfte hervor, wie die ursprüngliche Beschleunigung, gleichgültig, ob die Ersatzkomponenten gleichzeitig wirken, oder ob man sie nacheinander wirken läßt und die Einzelwirkungen übereinanderlagert.

Demzufolge können wir die Stange betrachten:

1. unter dem alleinigen Einfluß der Beschleunigungen p_2, die in allen Punkten der Stange gleich groß und parallel sind (s. Fig. 5);
2. unter dem alleinigen Einfluß der Drehbeschleunigungen
$$p'_4 = \frac{x}{l} \cdot p_4,$$
die senkrecht zur Stange stehen und dem Abstand x von B proportional sind (s. Fig. 6);
3. unter dem alleinigen Einfluß der Dehnungsbeschleunigungen
$$p'_5 = \frac{x}{l} \cdot p_5,$$
die in der Stangenrichtung liegen und dem Abstand x von B proportional sind (s. Fig. 7).

Der Nutzen dieser Trennung der Gesamtwirkung in drei äquivalente Einzelwirkungen besteht darin, daß man

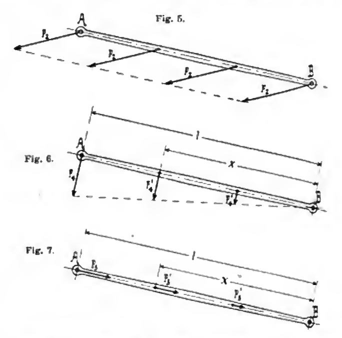


Fig. 5. Fig. 6. Fig. 7.

in den drei Einzelfällen die Trägheitskräfte leicht ermitteln kann, während dies vor der Trennung in einfacher Weise nicht möglich ist.

Kennt man die Einzelwirkungen, so findet man rückwärts die Gesamtwirkung, durch Uebereinanderlagerung der Einzelwirkungen, selbstverständlich unter Beachtung ihrer Größe und Richtung. Diese Uebereinanderlagerung wird, wie sich nacher zeigt, sehr einfach sein.

1. *Die Schubstange unter der alleinigen Wirkung der Beschleunigungen* p_2. (Fig. 5.)

Diese Beschleunigungen wirken ebenso wie die Erdbeschleunigung. Die Resultierende der hierbei entstehenden Trägheitskräfte geht durch den Stangenschwerpunkt[4]. Auf die Stützpunkte A und B drückt die Stange so, wie wenn ihre Masse im Schwerpunkt vereinigt wäre. Dasselbe Ergebnis für die Lagerdrücke in A und B erhält man unter der Annahme, daß die Gesamtmasse M nach dem Schwerpunktsgesetz auf die Endpunkte A und B der Stange verteilt sei, wobei nach A die Masse $M \,.\, a/l$, nach B die Masse $M \,.\, b/l$ kommt.

[4]) Im Folgenden bedeutet (vgl. später die Figur über der Zusammenstallung 1): $AB = l$ die Stangenlänge, a bezw. b den Abstand des Stangenschwerpunktes S von B bezw. A, also $BS = a$ und $AS = b$.

2. *Die Schubstange unter dem alleinigen Einfluß der Dehnungsbeschleunigungen.* (Fig. 7).

$$p'_5 = \frac{x}{l} \cdot p_5$$

Ein Punkt auf AB im Abstand x von B mit der Masse m äußert die Trägkeitskraft

$$m \cdot p'_5 = m \cdot \frac{x}{l} \cdot p_5.$$

Die ganze in der Stangenrichtung gegen A hin wirkende Trägheitskraft ist dann

$$\Sigma m \cdot \frac{x}{l} \cdot p_5 = \frac{p_5}{l} \Sigma m \cdot x = M \cdot \frac{a}{l} \cdot p_5.$$

Dasselbe Ergebnis erhält man unter der Annahme, daß die Stangenmasse nach dem Schwerpunktsgesetz auf die Stangenenden A und B verteilt sei. Die Trägheitskraft ergibt sich dann

in A zu $\qquad M \cdot \frac{a}{l} \cdot p_5$

in B zu $\qquad M \cdot \frac{b}{l} \cdot 0 = 0.$

(Fortsetzung folgt.)

Die Entwicklung der Treppenaufzüge.

Von Dipl.-Ing. **F. Wintermeyer.**

Unter Treppenaufzügen versteht man bekanntlich solche Aufzugsvorrichtungen, die eine durch eine mechanische Kraft in Bewegung versetzte Treppe bilden.

Sie haben ihre Entwicklung und Bedeutung zunächst in Amerika gefunden und fangen auch jetzt an, bei uns in Deutschland in großen Warenhäusern und dergl. sich einzubürgern. Sie sind besonders dort am Platz, wo es gilt, einen breiten Menschenstrom in kurzer Zeit von einem Stockwerk in ein höher gelegenes und umgekehrt zu befördern. Nimmt man an, daß sich die Förderbahn mit der Durchschnittsgeschwindigkeit eines Fußgängers bewegt, so können mit einem nur mannsbreiten Förderband in einer Stunde hintereinander ungefähr 6000 Personen befördert werden. Die Leistung eines derartigen Aufzuges ist also außerordentlich groß.

Die einfachste Form eines Treppenaufzuges ist in Fig. 1 schematisch dargestellt. Hier ist zwischen den Podesten *I* und *II*, die in verschiedenen Stockwerken liegen, ein endloses Band a gespannt, das von der mit irgend einer Kraftquelle verbundenen Antriebstrommel b seine Bewegung empfängt und um die Führungstrommel c geschlungen ist. Will nun eine Person von Podest *I* nach Podest *II* gelangen, so tritt sie auf das in Bewegung be-

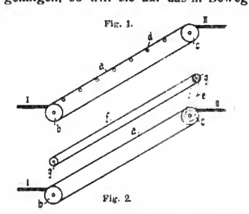


Fig. 1.

Fig. 2.

findliche Band a und wird alsdann von demselben mit nach oben genommen, bis sie auf das Podest *II* übertreten kann. Um ein Durchhängen des Bandes auf der Tragseite zu verhüten, ist die Anwendung von Unterstützungsrollen d erforderlich.

In dieser einfachsten Form weist natürlich ein Treppenaufzug bezüglich der Betriebssicherheit die verschiedensten Mängel auf. Insbesondere hat bei dieser einfachen Anordnung die zu fördernde Person keinen Halt während der Beförderung, was ein Gefühl der Unsicherheit erweckt. Daher ging man schon früh dazu über, die Treppenaufzüge mit einem Geländer zu versehen. Dieses kann sowohl fest als auch beweglich angeordnet sein. Meistens wird jedoch das bewegliche Geländer dem festen vorgezogen, da ja auch erklärlich ist, daß eine Person einen besseren Halt an einem mit der Förderbahn sich bewegenden als an einem festen Geländer findet.

Einen Treppenaufzug mit einem beweglichen Geländer stellt Fig. 2 dar. a ist wieder das Förderband, f stellt das um die Rollen g geschlungene Geländer dar. Es empfängt seine Bewegung mittels des Kettentriebes e oder dergleichen von der auch das Förderband a treibenden Antriebsvorrichtung. Die Bewegungsgeschwindigkeit des Geländers f ist die gleiche wie die des Förderbandes a, damit die Person während der Förderung das Geländer festhalten kann.

Einen wesentlichen Fortschritt im Bau der Treppenaufzüge stellt die in Fig. 3 abgebildete, von dem Amerikaner *Reno* in New York herrührende Anordnung dar.

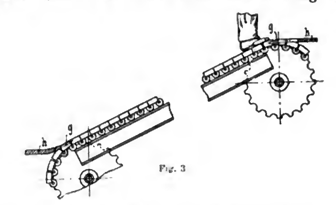


Fig. 3

Sie ist für ein sicheres Auftreten auf die Förderbahn und ein sicheres Abtreten von derselben von der allergrößten Bedeutung und ist für die späteren Konstruktionen vorbildlich geworden.

Die Förderbahn ist hier aus einzelnen gelenkig miteinander verbundenen Teilen gebildet, die auf ihrer Oberfläche mit Längsnuten bezw. Rillen versehen sind. In diese greifen sowohl am untern als auch am obern Podest die fest mit den Plattformen verbundenen, leicht gebogenen Zähne g der kammartigen Uebergangsteile h ein. Es ist ersichtlich, daß infolgedessen am untern Podest ein gefahrloses Ueberführen der Person auf die bewegte Förderbahn und am obern Podest ebenso ein gefahrloses Absetzen der Person erfolgt. Um dieses Absetzen zu erleichtern, werden zwischen den Zähnen g am obern Podest vielfach kleine Rollen gelagert, so daß die Reibung an den Zähnen g verringert wird.

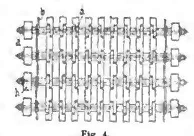


Fig. 4.

Eine neuere Konstruktion der Förderbahn von *Wismer* in Zürich zeigt Fig. 4. Die endlose Bahn ist hier derart aus einzelnen Stücken zusammengesetzt, daß auf den mit Rollen *h* versehenen Bolzen *a* eine Anzahl eiserner Platten *b* und hölzerner Platten *d* angebracht sind und daß durch die erwähnten Bolzen und Platten eine Art Kette gebildet wird. Die eisernen Platten *b*, welche nächst den Rollen *h* auf den Bolzen *a* angebracht sind, dienen dazu, die ganze Kette der Länge nach zusammenzuhalten. Die hölzernen Platten *d*, von denen immer zwei derart zusammengefaßt sind, daß alle hintereinander angeordneten Platten eine fortlaufende Reihe bilden, dienen als Unterlage für die Füße der Personen. Durch kurze, als Distanzstücke wirkende Hülsen werden die durch die Holzplatten gebildeten Reihen durchweg in einer bestimmten Entfernung gehalten, wodurch Rinnen entstehen, in die am obern und untern Podest Zähne (entsprechend den Zähnen *g* der Fig. 3) eingreifen. Die Rollen *h* laufen auf Laufschienen.

Sehr früh ist man bei den Treppenaufzügen mit endlosem Band dazu übergegangen, an dem letzteren besondere Stufen herzustellen, um die Standsicherheit der zu befördernden Person zu erhöhen.

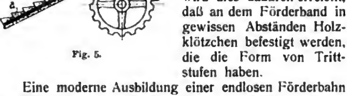


Fig. 5.

In einfachster Weise wird dies dadurch erreicht, daß an dem Förderband in gewissen Abständen Holzklötzchen befestigt werden, die die Form von Trittstufen haben.

Eine moderne Ausbildung einer endlosen Förderbahn mit Trittstufen zeigt Fig. 5. Hier sind die Trittstufen *a* wieder mit Rinnen versehen, in die die Zähne *b* zu dem bereits erwähnten Zweck eingreifen.

Eine in neuester Zeit der Firma *Reno* in New York patentierte Ausbildung der Trittstufen zeigt Fig. 6. Die Stufen bestehen hier aus zwei oder mehreren, gelenkig verbundenen Querleisten, die derart mit verschieden hohen Trittklötzchen ausgestattet sind, daß z. B. bei Stufen aus drei Leisten *a*, *b*, *c* die Klötze *f* und *e* auf *a* und *b* eine nahezu wagerechte Auftrittfläche bieten, während die Oberflächen der dritten Klötze *d* etwas geneigt dazu in Richtung des Bandes stehen. Die Klötze derselben Reihe sind mit Zwischenräumen nebeneinander angeordnet, in die wieder die Zinken *g* eingreifen.

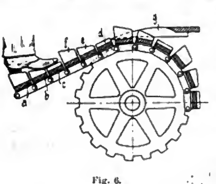


Fig. 6.

Dadurch, daß man die Stufen nicht aus einem Stück herstellt, sondern aus einer Anzahl Querleisten bildet, ist es möglich gemacht, kleinere Kettenräder zu verwenden. Gleichzeitig wird auch der Winkel, den die Trittflächen auf der benutzten Strecke der Bahn mit dem obern und untern Podest bilden, wesentlich verkleinert, was ein sicheres Betreten und Verlassen der Bahn zur Folge hat.

Wie bei den gewöhnlichen senkrechten Personenaufzügen die Ausgleichung des Gewichtes der toten Last zwecks Herabminderung der erforderlichen Betriebskraft fast immer durch ein besonderes Gegengewicht erzielt wird, so hat man auch bei den Treppenaufzügen schon früh versucht, einen derartigen Gewichtsausgleich der bewegten Massen anzuwenden. Es sei jedoch gleich bemerkt, daß hier der Gewichtsausgleich nicht die Verbreitung gefunden hat wie bei den gewöhnlichen senkrechten Aufzügen. Dies hat seinen Grund vornehmlich darin, daß der Gewichtsausgleich bei letzteren einfach durch ein Gegengewicht, das mit dem Fahrstuhl durch einen Seiltrieb verbunden ist und dessen Bewegung in entgegengesetzter Richtung mitmacht, zu erzielen ist, nicht aber bei den Treppenaufzügen.

Der Gewichtsausgleich bei den bekannten Anordnungen der Treppenaufzüge wird vielmehr dadurch herbeigeführt, daß zwei Förderbahnen miteinander verbunden werden, von denen die eine aufwärts, die andere abwärts fördert, so daß die Abwärtsförderung die Aufwärtsförderung unterstützt.

Bei der Ausführnng nach Fig. 7 sind die beiden Bahnen *a* und *b* einander gegenüber angeordnet und für beide ist ein einziges endloses Band verwendet.

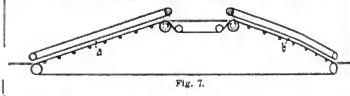


Fig. 7.

Die beiden zum Gewichtsausgleich miteinander zu vereinigenden Förderbahnen können indessen auch in derselben Ebene nebeneinander liegen. Einen Querschnitt durch eine derartige Anlage zeigt Fig. 8. Hier findet der Gewichtsausgleich dadurch statt, daß das mit der Antriebsmaschine verbundene Kegelrad *a* gleichzeitig in die Kegelräder *b* und *c* eingreift, von denen das eine *b* zum Antrieb der Scheibe *d* für die eine z. B. aufwärtsfördernde Bahn *f* und das andere *c* zum Antrieb der Scheibe *e* für die zweite dann abwärtsfördernde Bahn *g* dient.

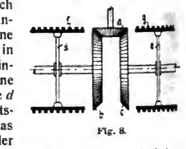


Fig. 8.

Anstatt die Förderbahn unmittelbar aus einem mehr oder weniger einem endlosen Band ähnelnden Förderorgan herzustellen, kann dieselbe auch durch besondere Stufenkörper gebildet werden, die voneinander unabhängig sind, in seitlichen Schienen geführt und durch endlose Ketten oder dergl. angetrieben werden. Die verschiedenen Bauarten der einzelnen Firmen unterscheiden sich im wesentlichen nur durch die besondere Ausbildung der Stufenkörper, ihre besondere Führung und den Angriff der Antriebskette an denselben.

Fig. 9 stellt eine Bauart von *Louis Horquart* in Paris dar. Die einzelnen Stufen *a* sind an beiden Stirnseiten

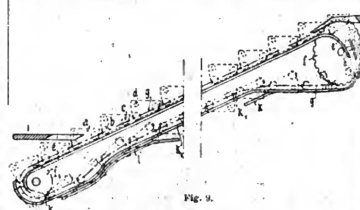


Fig. 9.

mit drei Leitrollen *b*, *c*, *d* versehen. Die Leitrollen *d* sind vorteilhaft von geringerem Durchmesser als die anderen. Die letzteren (*b* und *c*) laufen auf der ganzen Länge der oberen Rollenführung *e*, bis die Stufen bei dem

oberen gezahnten Rade f ankommen. Durch dieses Rad werden die Stufen mittels der *Gall*schen Kette g in Bewegung versetzt, deren Glieder mit den Achsen der Rollen c verbunden sind. Außerdem werden die Achsen der Rollen c auch unmittelbar von dem gezahnten Rad f unterstützt, während sich die Rollen b entlang der Bogenführung h herabsenken, die eine Verlängerung des Rollenweges e bildet. Die Stufen verbleiben hierdurch, sobald sie sich an der oberen Plattform ll befinden, in wagerechter Lage und senken sich in dieser Lage unter die Plattform ll. Nachdem die Person auf die Plattform ll abgesetzt ist, werden die Rollen b durch die kurze Kreisführung i, die zur Bogenführung h parallel ist, zurückgehalten, so daß

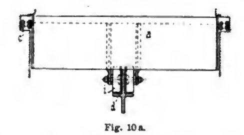


Fig. 10a.

sie eine Bewegung in der Längsrichtung der Treppe nicht mehr ausführen können. Hierdurch wird verhindert, daß die Stufe unter ihrem Eigengewicht umkippt.

Die Bogenführung ist von solcher Form, daß die ankommenden kleinen Rollen d sich ohne Stoß auf die untere Bogenführung k aufsetzen, die zu diesem Zweck in ihrem Anfangsteil konzentrisch zum Umfang des gezahnten Rades f gestaltet ist. Die Rollen c legen sich beim Verlassen der Scheibe f auf die Bahnen k_1, die außerhalb der Bahnen k angeordnet sind, aber anfänglich mit ihnen gleichlaufen. Später senken sich die Bahnen k, so daß nun die Rollen b sich stoßfrei ebenfalls auf k_1 auflegen. Die Einfügung der Bahnen k bezweckt, daß die Stufen beim Ablaufen der Kette g von der Scheibe f nicht zusammenstoßen. Aus demselben Grunde werden die Rollen b am unteren Ende des Weges von den Bahnen k_1 wieder abgehoben, indem hier die kleinen Rollen d auf die Bahnen l auflaufen. Erst dort wo die Kette über die untere Scheibe f_1 geht, kehren die Rollen b zu den Bahnen k_1 zurück und werden dann, wie Fig. 9 ohne weiteres erkennen läßt, ebenso wie die Rollen c von der unteren Bahn k_1 auf die obere Bahn e übergeführt.

Eine andere Bauart eines Treppenaufzuges mit besonderen, voneinander unabhängigen Stufenkörpern, von *Rodeck* in Hamburg herrührend, zeigen Fig. 10a und 10b. Fig. 10a ist ein Querschnitt durch einen Stufenkörper,

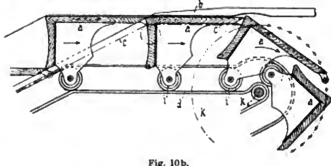


Fig. 10b.

während Fig. 10b einen Längsschnitt durch den Teil der Förderbahn am oberen Podest darstellt. Die Stufen a werden durch zwei endlose Ketten c bewegt, die zu beiden Seiten der Stufen an deren Vorderkante angreifen und am oberen und unteren Ende der Treppe zum Antrieb und zur Führung über Kettenrollen k laufen. Die Stufen stützen sich mit der Vorderkante auf den Antriebsketten und laufen im übrigen mit den Rollen i auf der Schiene d, die in der Mitte des Stufengehäuses angeordnet ist und zugleich zur Führung der Rollen i dient. Am oberen und unteren Wendepunkt der Stufen ist die Schiene d, wie aus Fig. 10b ersichtlich ist, im engsten Radius um die Achse k_1 der Kettenrollen k herumgeführt. Die Stufen treten hier bei dichter Folge ineinander, wodurch eine geringe Bauhöhe des Stufengehäuses erzielt wird.

Neuerungen in der Papierfabrikation.

Von Professor **Alfred Haussner**, Brünn.

(Fortsetzung von S. 588 d. Bd.)

Eine jüngere Anordnung von *H. Pfeiffer* (D. R. P. 147484) kehrt wieder zur Kegelstoffmühle mit wagerechter Achse zurück, gibt aber unmittelbar unter dem Einlaufstutzen auf die Achse eine Förderschnecke, dann in den mahlenden Teilen schlank kegelige, gemesserte, beziehungsweise schief gegen die Kegelerzeugenden geriffelte Flächen, worauf ein zylindrischer Teil folgt, der mit schief gegen die Achse eingesetzten Teilen aus Schmirgel mahlt, worauf der Stoff nach den Angaben des Erfinders vollständig fertig gemahlen die Mühle verläßt.

S. R. Wagg geht noch weiter, indem er ähnlich wie bei den schon weiter vorne beschriebenen *Schmidt*schen Mahlteilen die Kegelstoffmühle statt einer Messerung aus Metall mit mahlenden Steinstreifen sowohl an der Kegelwalze wie am Gehäuse ausstattet. Alle derartigen, durch Steinschärfe arbeitenden Mahlvorrichtungen stehen ihrem inneren Wesen nach unmittelbar in Beziehung zu den Steinmahlgängen für Mehl und dergl. oder zu den für das Verfeinern groben Schliffs gebräuchlichen Raffineuren. Ein solcher, ganz hübsch im Einzelnen durchgebildet, aber doch unmittelbar an die gebräuchlichen Formen erinnernder unterläufiger Mahlgang ist jüngst *J. H. Baker*, *G. Shevlin* und *F. H. Baker* im amerikan. Patent 755989 geschützt worden.

Ganz eigentümlich mit einem Minimum von Wasser will *G. Schultz* nach dem D. R. P. 125868 bei dem

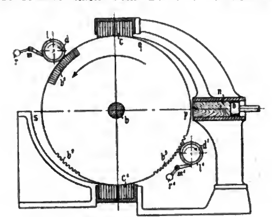


Fig. 43. Faserstoffmahlung von Schultz.

Mahlen von Faserstoffen verfahren (Fig. 43)[27]. Der feuchte, in dem Stoffkasten n eingeschlossene Stoff wird

[27]) Die Verhältnisse der Größe der einzelnen Teile sind einer Patentskizze entnommen und müßten bei ernstlichen Versuchen, besonders hinsichtlich der Wickelwalzen abgeändert werden.

an die Walze *b* gedrückt, die, in der Pfeilrichtung sich drehend, den abgeschliffenen Stoff von *p* gegen *q* mitnimmt, um ihn bei dem Durchgang unter dem oberen Grundwerk *c* neuerlich bearbeiten zu lassen. Der Stoff gelangt dann gegen die mit einem Filzüberzug *l* versehene Wickelwalze *d*, legt sich an die Umfläche *l* wohl an, wird aber dann durch den mit Gewicht *r* angedrückten Schaber *m* wieder abgestrichen, so daß er nach abwärts in den Spalt bei *s* zwischen der Walze und dem Gehäuse fällt, von hier wird er neuerlich mitgenommen und bei dem Vorübergang über dem unteren Grundwerk *c'* zerkleinert und so von der Walze *b* aufwärts gegen die ähnlich wie oben hergestellte Wickelwalze d_1 l_1 geschafft, von dieser angesaugt und von Schaber m_1 r_1 endgültig abgestrichen, um bei *t* den Apparat zu verlassen. Für die Zerkleinerung der Fasern denkt sich *Schultz* sowohl Walze wie Grundwerk so abgeändert, daß die mahlenden Flächen die größtmögliche Anzahl von Schneiden ebensowohl wie Quetschflächen darbieten, deren Form mannigfach wie bei b_1, b_2, b_3 gestaltet werden kann.

Dieses Streben, Faserstoffe für die Papierherstellung durch Quetschen zu zerkleinern, wie es schließlich auch die alten Stampfwerke taten und dabei Vorzügliches leisteten, kommt noch in einer ganzen Reihe moderner Apparate zum Ausdruck, am weitesten vielleicht in dem Mahlwerk von *M. W. Marsden* (amerikan. Patent 721378), wobei in einem kreisförmigen Troge zwei Paar mit Kautschuk überzogener Quetschwalzen so angewendet werden sollen, daß durch absichtlich hervorgerufene ungleiche Umfangsgeschwindigkeit der zusammenarbeitenden Walzen auch merkliche Umfangsreibung wirksam wird.

Prinzipiell kennen wir diese Wirkung, wenn auch viel energischer bereits in dem heute vielfach noch beliebten alten Kollergang, besonders in jenem mit hoher Schale, der sehr viel zu leisten und in mancher Hinsicht den den Füllrumpf *a* vorerst in den zylindrischen Gehäuseteil *b*, dessen Seitenwände mit Rifflungen oder Zahnungen *c* besetzt sind. Mit diesen arbeiten die gezahnten Flügel *f* der Knetschneckenarmatur *e* auf der unmittelbar gedrehten Welle *d* zusammen und arbeiten auch der gänzlichen Auflösung um so besser vor, weil grobe Verunreinigungen nach abwärts in den Steinfänger *g* fallen, während die faserigen Stoffteile durch die Schraubenzuführung *h* dem bei *k* angeschlossenen kegeligen Gehäuseteil zugeschoben werden. In diesem wird ganz aufgelöst durch die gegenseitige Wirkung der festen Stifte oder Messer *l* am Gehäuse *i*, sowie der Stifte oder Messer am gedrehten Mahlkegel *m*. Versuche, welchen die bekannten Papierfachleute *Carl Hofmann* und *Willy Schacht* beigewohnt hatten, bestätigen, daß mit dem Apparat vorzügliche Ergebnisse erzielbar sind.

In einem weiteren D. R. P. 149004 zeigt *R. Dietrich* eine Abänderung in der Nähe des Rohstoffeintrittes, wodurch allenfalls große Fetzen von Altpapier zuerst durch Kreisscheren längs und durch an den Drehflügeln *f* tangential gestellte Messer quer geschnitten werden, um die Auflösungsarbeit zu erleichtern. Dies würde nach Meinung des Berichterstatters auch bei der nur mit Stiften und Gegenstiften arbeitenden Vorrichtung von *Hunter Annandale* nach D. R. P. 161601 entschieden zu empfehlen sein.

Auch die *Wurster*schen Quetschen erfreuen sich, wie bereits erwähnt, vielen Beifalls. Die Grundsätze neuerer Anordnungen finden sich in den D. R. P. 127034 und 165876. Nach dem ersteren sollen mit schraubenförmigen Rühr- und Knetflügeln versehene Wellen angewendet werden, wobei diejenigen Elemente, welche vorzugsweise stauen, kneten und zerfasern sollen, mit mehr Flügeln als die nur zur Förderung dienenden Teile auszustatten sind. Dabei folgen immer auf ein System von Knetflügeln zwei Systeme von Förderflügeln. In dem zweitgenannten *Wurster*-

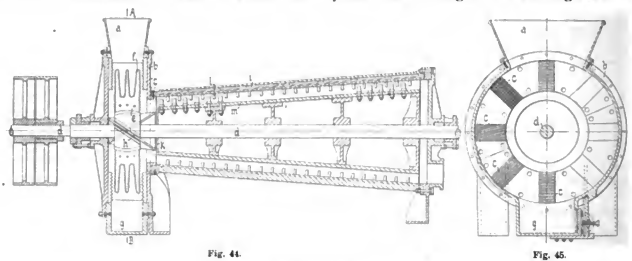


Fig. 44. Fig. 45.

Fig. 44 und 45. Zerfaserer von Dietrich.

Wettbewerb mit neueren Apparaten auszuhalten vermag, ja sie unter Umständen in der Leistung übertrifft, wie etwa den seinerzeit erwähnten Triturateur[28]), den Quirl[29]) u. a.

Doch sind ihm nach vorliegenden Erfahrungen jüngster Zeit manche der neuesten, ruhig quetschend wirkenden Maschinen überlegen. Sehr gelobt werden mancherorts die Quetschmühlen von *R. Dietrich*[30]) und jene von *C. Wurster*[31]).

Die *Dietrich*sche Quetsche, bezw. den Zerfaserer, in einer neuen Ausführung nach D. R. P. 140804 zeigen Fig. 44 u. 45. Der eingeweichte Rohstoff gelangt durch

schen Patente sollen die Knetmaschinen auch zum Schneiden und Mahlen geeignet gemacht werden. Hierzu wirken auf entsprechend gedrehten Wellen in einem Gehäuse, nach anfänglichem Rühren durch Flügel, Scheiben auf den Stoff ein, die einerseits scharfkantige Vorsprünge, andererseits sanftere Wellen für die Quetschwirkung allein besitzen. Der Berichterstatter zweifelt jedoch daran, daß die Arbeit der Holländer durch solche abgeänderte Knetmaschinen, wie beabsichtigt, ersetzt werden kann.[32]) Es kann nach den vorliegenden Skizzen der Stoff leicht dem Mahlen sich entziehen, während für das unter Umständen auch beab-

[28]) Vergl. D. p. J. 1896, Bd. **300**, S. 291.
[29]) Vergl. D. p. J. 1890, Bd. **276**, S. 55.
[30]) Vergl. D. p. J. 1902, Bd. **317**, S. 749.
[31]) Vergl. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 242.

[32]) Falls das Mahlen von Hadern gemeint sein sollte, was die Patentschrift nicht entnehmen läßt. Sind Halbstoffe gemeint, dann vertraut auch der Berichterstatter der Wirkung des abgeänderten Apparates.

sichtigte Waschen von Papierrohfasern die ganze Anordnung günstig ist.

c) *Leimen des Papiers.*

Wenn auch die immer steigenden Preise für Harz dazu drängen, womöglich einen billigen und doch ausreichenden Ersatz für *Harz zur Leimung des Papiers* zu finden, so sieht es damit vorläufig wenigstens noch nicht übermäßig hoffnungsvoll aus. *Kasein*, wie es z. B. vereint mit Harz von *Th. A. Haynes* (amerikan. Patent 684985) oder allein von *H. H. Dunham* (amerikan. Patent 717085) vorgeschlagen wurde, ist infolge seines hohen Preises für Stoffleimung nicht vorteilhaft, wie insbesondere auch Versuche des italienischen Papiermachers Dr. *Levi*-Mailand dargetan haben; *Viskose*[33]) dagegen und *Mitscherlich*s *Gerbleim*[34]) können nach einigen vorliegenden Erfahrungen immerhin als hoffnungsvoll angesehen werden. *Stärke* für sich allein ist wohl nicht für moderne Papiere tauglich, aber als Beigabe zu Harzleim ist auch eine Entlastung für diesen gegeben. Japanische Papiere werden außer mit Harzleim auch mit Säften verschiedener Pflanzen, bezw. deren Wurzeln geleimt, so mit dem Saft der *Tororo*-Pflanze, der *Nibe*-Rinde, aus *Aogiri* oder *Goto* und der Borke von *Naschikatsura*. Diese Leimstoffe genügen dann, wenn das Papier nach japanischer Art mit dem Pinsel beschrieben wird. Tintenfest in unserem Sinne werden aber solche Papiere nur durch Harzstoffleimung. Endlich mag *A. Müller-Jakob*s Vorschlag erwähnt werden, wonach Amide höherer Fettsäuren zur Papierleimung benutzt werden mögen[35]). Nach allem hat man auch heute noch die Leimung mit Harz als jene anzusehen, welche für die ungeheure Mehrheit der heutigen Papiere angewendet wird. Allerdings sind auch jetzt die Ansichten darüber noch nicht allseitig geklärt, wie man sich die Leimung durch Harz vorzustellen habe. Die ältere Ansicht, wonach vor allem harzsaure Tonerde in Frage kommt, die bei der Wechselzersetzung zwischen Harzseife und schwefelsaurer Tonerde im Stoffe entsteht, wird auch heute noch mancherorts vertreten, so von *H. F. Chappell*, der auf diese Anschauung sogar ein amerikan. Patent (No. 694728) gründete und das Dörren einer Harzseife empfiehlt, um nur harzsaure Tonerde im Stoff zu erzielen, so der amerikanische Chemiker *M. J. Griffin*[36]), der die Leimung auf harzsaure Tonerde, dann Harz und Tonerde allein zurückführt und die österr. Chemiker Dr. *Friedländer* und Dr. *Seidel*[37]), die schon früher verwandte Ansichten ausgesprochen haben. Die große Mehrzahl der Papiertechniker jedoch neigt heute zu der Ansicht, daß größtenteils freies Harz bei der Stoffleimung beteiligt sei, und daß es danach in Uebereinstimmung mit Dr. *Wursters* erstmalig schon vor etwa dreißig Jahren geäußerter Ansicht bis zu einem gewissen Grade, unter Beobachtung sonstiger bei der Leimung in Frage kommender Umstände vorteilhaft sei, recht viel freies Harz emulsioniert durch das Leimen in den Stoff zu bringen. Auch der bekannte Papiertechniker Dr. *Klemm* hat sich zu dieser Ansicht bekannt[38]), die für die Praxis zusammengefaßt werden kann in den Satz: Mit möglichst wenig Alkali die erforderliche Menge Harz in das Papier zu bringen.

Um aber bei an freiem Harz reichen Harzseifen die Emulsionskügelchen in größter Feinheit zu erhalten, muß die geschmolzene Harzseife in dem auch auf die Schmelztemperatur der Seife gebrachten Wasser kräftig zerstäubt, aber dann sofort abgekühlt werden. Nur dann bleibt die Feinheit der Harzkörnchen erhalten und nur dann sind bei so viel freiem Harz Flecken desselben im fertigen Papier hintanzuhalten. Hierfür scheint sich nun eine Erfindung von *Max Erfurt* (D. R. P. 152393) sehr schön zu eignen. Um Leimmilch aus fertigem, ungemein viel freies Harz enthaltendem Leim zu gewinnen, wird der vorgewärmte Harzleim unter gleichzeitiger direkter Zuführung von Dampf und heißem Wasser unter Druck und Temperaturerhöhung innerhalb eines Strahlapparates zerstäubt, gelöst und gemischt und in ein Gefäß ausgeblasen, dessen Innentemperatur unter der des schmelzenden Harzes liegt. Schon früher hat *Arledter* auf das Zerstäuben des Harzleimes durch einen Dampfstrahl ein Patent genommen, doch scheint der Gedanke damals keinen Anklang gefunden zu haben. Nach dem *Erfurt*schen Patente ist es noch möglich, selbst mit der geringen Menge von 6,5 kg Soda auf 100 kg Harz zu kochen. Ein Versuchspapier mit solchem Harzleim geleimt, hat sehr große Festigkeit ergeben. Es heißt allerdings vorsichtig zu sein und ein „Zuviel" su vermeiden, weil erhöhte Leimfestigkeit unter Umständen auch der Reißfestigkeit des Papiers zu schaden vermag. Man kann bei dem Auflösen auf 15 g Harzseife im Liter herabgehen, und zwar bei weichem Wasser. Der Kalkgehalt im Wasser (hartes Wasser) wirkt überhaupt bei dem Leimen schädlich, weil alles Harz an Kalk gebunden herausfallen kann.

Uebrigens wogt der Streit der Meinungen auch nach der Richtung, ob es für Papierfabriken vorteilhaft sei, sich den notwendigen Papierleim selbst zu kochen, um sich damit besonderen Betriebsverhältnissen anpassen zu können, oder sich einer in früheren Berichten bereits erwähnten Zentralisierung zu fügen, wonach der Papierleim in eigenen Leimfabriken erzeugt und von dort an die Papierfabriken abgegeben wird. Es scheint auch, daß für mittlere Verhältnisse die Kosten nach beiden Arten sich so ziemlich die Wage halten. Wird ersteres gewählt, so soll die Papierfabrik es nicht unterlassen, die Herstellung des Leims wohl durchdacht, nicht nur als lästige Beigabe, auszuführen. Eine Einrichtung, wie sie *Postl* angibt empfiehlt sich durch ihre anscheinende Zuverlässigkeit und richtige Anordnung[39]). Gekocht wird in einem *Postl*schen Kocher *C* (Fig. 46) mit Dampf, der aus *c* nach Oeffnen eines Hahnes zuströmt. Man läßt aus dem höher stehenden Bottich *A* mit Wasserzuleitungsrohr *a* und Dampfzuleitungsrohr *b* soviel Wasser nach Oeffnen eines Hahnes durch *B* in *C* ab, daß gerade die Löcher der Dampfspritzrohre verdeckt sind. Man schüttet hierauf Soda nach, öffnet *c* und setzt den Rührer in Bewegung. Kocht die Sodalauge, so trägt man allmählich das Harz ein. Ist dieses verseift bezw. fertig gekocht, so füllt man *C* mit heißem Wasser aus *A* unter beständigem Dampfzutritt und Rühren. Die kochend heiße Harzleimlösung wird dann durch Rohr *d* zu dem Filterkorb *D* abgelassen, welcher alle Unreinigkeiten zurückhält, während die Harzmilch in die Behälter *E* fließt, die durch Stutzen *e* miteinander verbunden sind und die Leimmilch durch *f* an das Meßgefäß, beziehungsweise die Holländer abgeben. Es liegen auch Anläufe dahingehend vor, die bei dem Harzkochen aus dem kohlensauren Alkali ausgetriebene Kohlensäure nutzbar zu machen. So will *W. Heckhausen* (D. R. P. 158929) die ausgetriebene Kohlensäure in einem Windkessel auffangen, von dort zu Reinigungsapparaten und dann weiter zu der Verbrauchsstelle leiten. Damit dürfte der Erfinder allerdings mit älteren Gedanken von

[33]) Vergl. D. p. J. 1898, Bd. **310**, S. 71; 1903, Bd. **318**, S. 244.

[34]) Vergl. D. p. J. 1896 Bd. **300**, S. 73.

[35]) Zeitschrift f. angew. Chemie 1905, Heft 29.

[36]) Journal of Amer. Chem. Soc. 1905, No. 27.

[37]) Mitt. d. k. k technolog. Gewerbemuseums 1901, Heft XI und XII.

[38]) Papierzeitung 1903, S. 1715.

[39]) Vergl. Papierzeitung 1905, S. 1734. Eine manches Verwandtes bietende Anlage gibt auch *F. Arledter* an: Papierzeitung 1905, S. 1619.

F. Arledter zusammenstoßen (engl. Patent 22547 vom 16. Dezember 1899), wonach ebenfalls die bei solchen Prozessen ausgetriebene Kohlensäure weiter nutzbar gemacht wird, um Emulsionen, Sodawasser u. a. herzustellen und auch Harz zu entfärben (D. R. P. 142459 u. 151019), um es so für Papierleimung geeigneter zu machen. Auch nach engl. Patent 17077 vom 1. August 1902 wird von *Arledter* Kohlensäure benutzt, um Oel, Fett und geschmolzenes Harz teilweise mit Chlorammonium und kohlensaurem Natron zu verseifen, worauf man die Mischung unter gleichzeitigem Einleiten von Kohlensäure umrührt. So soll man ein Gemisch aus unverseiftem (freiem) Harz, freiem Alkali und harzsaurem Ammonium erhalten. Im älteren D. R. P. 125994 schildert Dr. *Ch. L. Culmann* ein Verfahren, wonach die bei dem Kochen der Harzseife ausgetriebene Kohlensäure durch kräftiges Rühren während des Kochens unter Druck mitgerissen und in das Seifengemisch wieder aufgenommen wird.

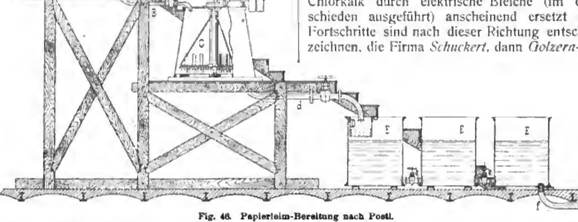


Fig. 46. Papierleim-Bereitung nach Postl.

Dr. *Wurster* macht den Vorschlag (D. R. P. 127971) die Leimung dadurch zu verbilligen, daß man statt der teueren schwefelsauren Tonerde, die zur Alkalimenge im Papierleim in bestimmter Beziehung stehend behufs Ausscheidung des Harzes im Holländer zur Reaktion heute angewendet wird, Natriumbisulfat benutzen möge, das als Abfallprodukt billig zu haben ist.

Nachleimen mit Harz will *F. Dobler* nach den franz. Patenten 328478 und 350107, sei es, daß die auf der Papiermaschine entstandene Bahn noch gar nicht oder nur schwach vorgeleimt worden ist. Man bringt den Papierstoff mit einem geringen Säureüberschuß auf die Maschine und behandelt die auf derselben entstandene Papierbahn mit einer Lösung von Harzseife oder ähnlichem Leimstoff. Dadurch soll dem Verlust an Leimstoffen vorgebeugt werden, der bei Leimung des Stoffes im Holländer unausweichlich sehr bedeutend wird, weil unter Umständen bis zu 70 v. H. mit dem Stoffwasser auf der Papiermaschine entwischen. Dieses Nachleimen führt unmittelbar zu jenen, als *Oberflächenleimung* bekannten Behandlungen des bereits fertigen Papieres meist mit tierischem Leim. Wesentlich Neues ist kaum hervorzuheben. *Champ* gibt im franz. Patent 348005 eine gute Leimauftragung mit Hilfe einer in einen Leimtrog tauchenden Walze an. *F. E. Jagenberg* (D. R. P. 144753) schlägt eine besondere Rollenführung für das oberflächlich geleimte Papier in Bogen vor, wodurch die geleimten Bogen einem Transporttuch bequem überliefert werden, ohne Händearbeit eingreifen lassen zu müssen. Die *Vellumoid Paper Company* läßt nach D. R. P. 153072 die Papiere vorerst nur auf einer Seite mit flüssigem Leim in Berührung treten, um die Luft während des Einsaugens entweichen zu lassen, worauf erst das Papier ganz durch das Leimbad gezogen wird. Bemerkt werde übrigens, daß nach „Paper and Pulp" Harzleimung die Aufnahmefähigkeit des Papierstoffes für Tierleim erhöht.

Daß die Leimung, welcher Art immer, abgesehen von dem leimenden Stoff an sich, durch vieles andere in der Herstellung des Papiers wesentlich beeinflußt wird, ist schon in vorangegangenen Berichten berührt worden. Es wirken gewiß mit: Die Füllstoffe, die Art des Mahlens, ob der Stoff schmierig oder rösch ist, die Maschinenarbeit in den Pressen, besonders aber auf den Trockenzylindern, weiter das Feuchten und Glätten, durch welch letzteres infolge Zerdrücken des Papieres unter Umständen ursprünglich gute Leimung minderwertig werden kann.

d) *Bleichen des Papierstoffes.*

Schon in den früheren Berichten wurde des Umstandes gedacht, daß das seit langem geübte Bleichen mit Chlorkalk durch elektrische Bleiche (im einzelnen verschieden ausgeführt) anscheinend ersetzt werden wird. Fortschritte sind nach dieser Richtung entschieden zu verzeichnen, die Firma *Schuckert*, dann *Golzern-Grimma* z. B. liefern unter anderen Einrichtungen für die elektrische Bleiche, beziehungsweise *Kraftchlor*, wobei letztgenannte Firma Ersparungen bis zu 60 v. H. in ihren Prospekten in Aussicht stellt. Dr. *Neuburger* empfiehlt [40]) einen eigentümlichen Treppenapparat für die elektrolytische Darstellung von Bleichflüssigkeit, die unmittelbar verwendbar sein soll. Zweifellos hat die elektrische Bleiche gegenüber der nach mancher Richtung lästigen und auch unvorteilhaften Benutzung von Chlorkalk manches für sich. Doch mangelt es auch nicht an Stimmen, wie jener des bekannten Technikers *Dorenfeldt*, welche die Benutzung elektrischer Bleiche heute ganz besonders, wo die Chlorkalkpreise (durch Wettbewerb von Deutschland und England am Weltmarkte) sehr herabgedrückt worden sind, nur dann als wirtschaftlich vorteilhaft erklärt, wenn ungemein günstige Bedingungen hierfür, wie billige Kraft, billiger Bezug von Salz und dergl. gegeben sind. Als Beispiel für eine anscheinend günstige elektrische Bleichanlage sei jene von *Kausankoski* in Finnland erwähnt [41]). Sie liefert 14 cbm Bleichwasser in 24 Stunden mit einem Gehalt von 18 kg Chlor im cbm. Hierzu wird eine zehnprozentige Lösung von Staßfurter Steinsalz zersetzt, wonach der Salzbedarf 1400 kg in 24 Stunden beträgt, also etwa 5,6 kg Salz zu 1 kg Chlor erforderlich sind. Für die Elektrolyse bedarf es 80 Kilowatt elektrischer Arbeit, oder 120 PS, die ein Dynamo liefert, das auch für andere Zwecke Kraft abgibt.

Welche Art der Bleichung angewendet werden mag, immer soll selbstverständlich die bleichende Substanz tun-

[40]) Papierzeitung 1903, S. 70.

[41]) Papierzeitung 1902, S. 3502.

lichst rasch und allseitig gleichmäßig auf die zu bleichenden Fasern einwirken. *G. J. Atkins* versucht dies durch eine Chlorbleiche zu erreichen (D. R. P. 139833), wonach die zu bleichenden Stoffe während des ganzen Bleichvorganges der Einwirkung von ununterbrochen entstehendem Chlor ausgesetzt werden, indem Chlor aus einem Gemisch von Chlorat oder Perchlorat durch Salze in Gegenwart des zu bleichenden Stoffes entwickelt wird. Dabei ist wohl auch auf die besondere Wirkung im Entstehungszustande gedacht. Es berührt daher sonderbar, wenn *A. Gagedois* (D. R. P. 130473) die bleichende Wirkung verlangsamen will, indem das Bleichbad Stärke, Seife, Gummi oder ähnliche Stoffe zugesetzt erhält, die eine Schutzhülle um die Fasern bilden und dadurch allzu raschen Angriff hindern sollen.

G. Schultz versucht eine günstige Wirkung beim Bleichen in folgender Weise zu erreichen. (D.R.P. 127152 und 131255). Bleich- und Waschflüssigkeit sollen hintereinander durch den breiigen Stoff von oben gegen unten in ganz regelmäßigen (etwa wagerecht begrenzt zu denkenden) Schichten abwärts sinken, um alle Teile gleichmäßig zu beanspruchen. Vor Abschluß einwandfreier Versuche mag die Möglichkeit der Ausführung dieses Gedankens wohl bezweifelt werden.

Gründliches Durchmischen, am besten mit Hilfe geeigneter Transportvorrichtungen in holländerartigen Apparaten dürfte nach Ansicht des Berichterstatters den größten Erfolg versprechen, wobei irgend eine der Transporteinrichtungen, welche für den Holländer bereits besprochen worden sind, zu benutzen wäre. Auch Preßluft wird hierfür vorgeschlagen, so von *Ph. Nebrich* im D. R. P. 159793 und *R. Ch. Menzies* im amerikan. Patent 714216, welche Preßluft in die zu bleichende Masse blasen.

Gestreift sei auch der Vorschlag von *J. F. Colby* (D. R. P. 157763), wonach Papierstoff nach dem Bleichen entchlort und gereinigt wird, indem man durch ihn einen elektrischen Strom sendet und damit Chlor und Verunreinigungen unschädlich macht, ein Gegenstück zur Nachbehandlung mit Antichlor.

(Fortsetzung folgt.)

Der Kaimauerbau in Rotterdam.

Von **F. Kerdyk**, Laren N. H.

Mit der steten großartigen Entwicklung des Verkehrs im Hafen von Rotterdam ist das Bedürfnis an unmittelbar an tiefem Fahrwasser gelegenen Kais Hand in Hand gegangen, dem der Gemeindedienst für öffentliche Bauten nur mit der größten Mühe hat gerecht werden können. Der an vielen Stellen für schwere Bauten höchst ungünstige Boden hat den Hafenbauingenieuren außerdem die schwierigsten Aufgaben gestellt, die zu verschiedenen Versuchen im Kaimauerbau Veranlassung gaben und zu einer interessanten Reihe von Anlagen führten. Einen Vortrag des Gemeindeingenieurs *H. A. van Ysselsteyn*, entnehmen wir die folgenden Mitteilungen[1]).

In der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts lag in Rotterdam kein Bedürfnis an Kaimauern für einigermaßen tiefgehende Schiffe vor. Die hauptsächlich aus Ostindien kommenden Frachtschiffe mußten, nachdem sie in Brouwershaven etwas gelichtet waren, mit geringem Tiefgang den Voornschen Kanal durchfahren, worauf sie zur Entladung durch Leichter an Pfählen im Fluß festgelegt oder in geringer Entfernung vom Ufer mittels eines Gerüstes aus Balken und Brettern mit diesem verbunden wurden. Erst im Jahre 1852 wurde für die Summe von etwa 163000 M. die 750 m lange Kaimauer längs den „Boompjes" (Fig. 1) verdungen, bei der die untere Steinmasse bis gerade über Niedrigwasser „à pierre perdue" in den Fluß gestürzt und auf diese Unterlage ein Damm aus Basalt aufgemauert

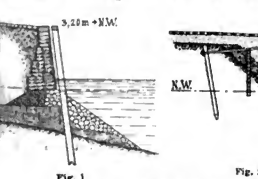
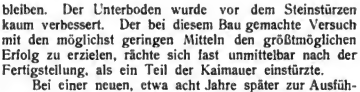


Fig. 1. Fig. 2.

Fig. 1. Kaimauer längs den „Boompjes" (1853).
Fig. 2. Kaimauer längs dem Ostkai (1861).

wurde. Bei dieser ersten Ausführungsart konnten die Schiffe noch nicht unmittelbar am Kai liegen, aber sie brauchten auch nicht mehr gerade weit davon entfernt zu bleiben. Der Unterboden wurde vor dem Steinstürzen kaum verbessert. Der bei diesem Bau gemachte Versuch mit den möglichst geringen Mitteln den größtmöglichen Erfolg zu erzielen, rächte sich fast unmittelbar nach der Fertigstellung, als ein Teil der Kaimauer einstürzte.



Bei einer neuen, etwa acht Jahre später zur Ausführung gelangten Bauart (Fig. 2) war das Ergebnis ein günstigeres, obwohl die Mauer in den letzten Jahren

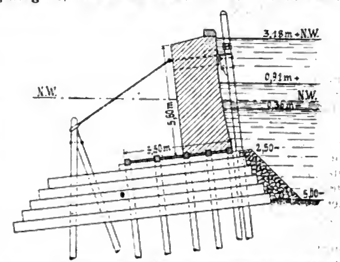


Fig. 3. Kaimauer längs der Westseite des Eisenbahnhafens (1875).

höchst bedenkliche Risse und Verschiebungen zeigt, die eine Erneuerung binnen kurzem notwendig erscheinen lassen. Der Grund ist darin zu suchen, daß die Fundierung, welche ursprünglich zur Unterstützung der Berme diente, nachher ebenfalls für die eigentliche Kaimauer herangezogen wurde. Der beträchtliche seitliche Bodendruck muß hier die Pfähle schon etwas zum Durchbiegen gebracht haben, wodurch sie zur Fundierung des Oberbaues ungeeignet wurden.

Ein weiterer, als mißlungen zu bezeichnender Versuch wurde von den Ingenieuren der Staatseisenbahnen gemacht, als sie im Jahre 1875 die Kaimauer längs der Westseite des Eisenbahnhafens, der im Trocknen bis 5 m — N. W. ausgegraben war, nach Fig. 3 konstruierten. Man beging hier den Fehler, vor der Ausführung des Bauwerkes kein

[1]) „De Ingenieur" 1907, No. 29.

Gleichgewicht zwischen Erhöhung und Ausgrabung hergestellt zu haben, was schon während des Baues unheilverkündende Risse in der Mauer zur Folge hatte. Als das Wasser dann in den fertig gestellten Hafen eingelassen wurde, hat die Mauer zwar standgehalten, aber sie war immer ein Gegenstand der Besorgnis und mußte später über eine Länge von 1100 m vollständig erneuert werden.

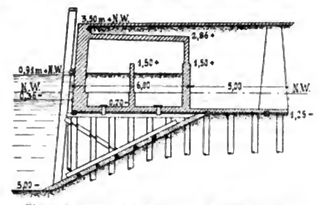


Fig. 4. Kaimauer längs der Ostseite des Eisenbahnhafens.

Inzwischen war nach Art der englischen Dockcompanies im Jahre 1872 der Rotterdamer Handelsverein gegründet worden, der für Privatrechnung den ringsum mit Kais versehenen Binnenhafen, sowie eine Kaimauer längs der Ostseite des Eisenbahnhafens ausführen ließ. Von den bei dieser Gelegenheit hergestellten Bauten sei hier als Beispiel nur der letztgenannte Kai erwähnt (Fig. 4), der ebenso wie die anderen, in ähnlicher Weise gebauten Mauern ungeachtet der sehr hohen Herstellungskosten ein unbefriedigendes Ergebnis zeigte, besonders als man einige Jahre später durch den größeren Tiefgang der Schiffe zur Ausbaggerung des Hafens unmittelbar vor den Kais gezwungen war. Nur mittels schwerer Verankerungen und durch Unterbringung großer Reissenkstücke konnte die Mauer vor dem Einsturz geschützt werden. Aber auch diese Aushilfe war ungenügend, denn ein Teil des Eisenbahnhafens mußte später mit neuen Kais versehen werden, während dem anderen Teil noch immer Gefahr droht. Ohne Zweifel muß auch hier der Grund der mit den Kaimauern des Rotterdamer Handelsvereins erfahrenen Enttäuschungen in dem Umstand gefunden werden, daß vor Herstellung der Bauwerke kein Gleichgewichtszustand zwischen der Erhöhung hinter der Mauer und der Austiefung an der Vorderseite erreicht wurde. Besonders bei einem Kai des Freihafens hatte ein in der Nähe gelegener Eisenbahndamm einen so starken Druck verursacht, daß die ursprüngliche Mauer gänzlich nachgab.

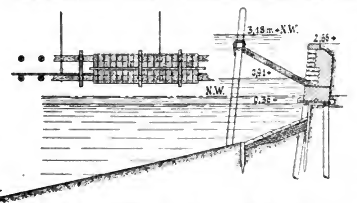


Fig. 5. Kaimauer längs dem Königshafen (1872—1876).

Die in Fig. 5 abgebildete Mauer längs dem Königshafen ist nur deswegen erwähnenswert, weil mit dieser äußerst billigen Konstruktion kaum schlechtere Ergebnisse wie mit den oben beschriebenen kostspieligen Anlagen erzielt wurden. Hier wurde zwar der oben erwähnte Gleichgewichtszustand angestrebt, aber man beging wieder den Fehler, die Unterstützung der Berme auch als Fundierung der Mauer zu benutzen.

Anfangs der achtziger Jahre war es dringend notwendig, zu einer Entscheidung über die mehr und mehr baufällige Kaimauer längs den Boompjes zu kommen, wo das Bedürfnis nach einer zuverlässigen Konstruktion um so mehr hervortrat, als sich hier damals die Herzader des Rotterdamer Handelsverkehrs befand. Glücklicherweise war es in Uebereinstimmung mit der zu gleicher Zeit festgesetzten Normalisierung der Uferlinien möglich, die neue Kaimauer weiter in den Fluß hinaus zu bauen. Dieser Ausbau, welcher 7—16 m betrug, mußte vollständig unterrammt werden, was zusammen mit den beiden Pfahlreihen, die hinter dem Standort der alten Mauer eingeschlagen wurden, eine Fundierungsbreite von 10—18 m ergab (Fig. 6). An dem Untergrund wurde so viel wie nichts geändert; nur die alte Mauer wurde abgebrochen und die schiefe Fläche überbrückt. Der Bau vollzog sich mit Hilfe eines schwimmenden pneumatischen Caissons, der in unbelastetem Zustand weniger wie 1,20 m Tiefgang hatte, d. h. etwas weniger wie der normale Unterschied zwischen Ebbe und Flut. Er konnte also über die bei Niedrigwasser abgesägten Pfähle gebracht werden, wurde dann belastet, die Pfahlköpfe kamen im Caisson ins Trockene, wurden weiter abgesägt und die Fundierung

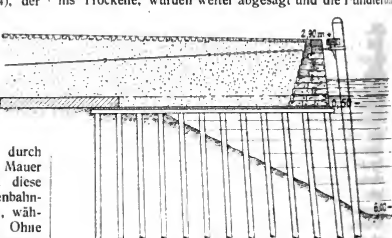


Fig. 6. Kaimauer längs der „Boompjes" (1883).

konnte in der gewünschten Höhe fertiggestellt werden. Die inneren Abmessungen des Caissons betrugen 6,60 bei 13,44 m, man stellte ihn mit der Längsrichtung senkrecht zum Ufer, so daß jedesmal sieben Reihen Querbalken verarbeitet wurden. Das Werk längs den Boompjes ist vorzüglich gelungen; in den seitdem verflossenen 25 Jahren hat sich kein einziger Riß gezeigt. Die Kosten dieser Mauer haben mit Einschluß der Taucherglocke nicht mehr als 1250 M. f. d. laufende Meter betragen, wobei die Tiefe unmittelbar vor dem Kai 6—7 m betrug.

Beim Entwurf des Rheinhafens wurde, obwohl vorläufig anderswo genügende Kailänge zur Verfügung stand, darauf gerechnet die Dämme später als Kais ausbauen zu können, was zur Ausbaggerung einer Rinne bis 6,50 m — N. W. Veranlassung gab, in welche ein mit der ausgebaggerten Lehm- und Schlammasse ausgefülltes Reisigwerk aufgebaut wurde (Fig. 7). Das Ufer wurde mit der gleichen Bodenmasse mittels einer mit dem Bagger gekuppelten Preßmaschine erhöht. Der so aufgebaute Damm kostete alles in allem etwa 160 M. f. d. l. m, von dem man erwartete, daß er nach einer Erhärtung von wenigen Jahren einen geeigneten Boden für eine Kaimauer nach Art der in Fig. 6 dargestellten bilden würde. Als jedoch

nach Eröffnung des Neuen Wasserweges schneller als man gehofft hatte, die Holland—Amerika-Linie Kais an tiefem Wasser beanspruchte, wurden die Mauern am Wilhelminahafen schon 1889 nach Fig. 8 vollendet. Leider zeigte sich hier bald, daß die Bodenmasse noch nicht vollkommen zur Ruhe gekommen war, woraus man weiterhin die Lehre zog, Bodenausfüllung beim Reisigwerk ausschließ-

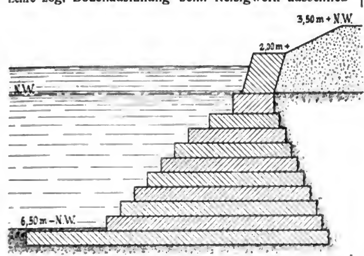


Fig. 7. Kaimauer längs dem Wilhelminakai, vorläufiges Reiswerk.

lich mit scharfem Sand vorzunehmen. Aber diese Weisheit wurde nicht ohne Lehrgeld erlangt, denn im Jahre 1898 stürzte eine Länge von 30 m der zuletzt beschriebenen Mauer vornüber, als unmittelbar vor dem Kai eine etwas tiefere Ausbaggerung vorgenommen wurde. Das gewählte Profil war hier sicher nicht schuld, aber infolge der Zusammenziehung der zur Ausfüllung ungeeigneten Bodenmasse mußten die Pfähle einen Horizontaldruck aufnehmen, gegen den sie keinen Widerstand leisten konnten. Bei einer näheren Betrachtung des Unfalls stellte sich heraus, daß die Tragpfähle geknickt, ja teilweise sogar unter dem eigentlichen Flußboden abgebrochen waren, woraus man den Schluß zog, daß man die Pfähle nicht als im Boden eingeklemmt betrachten durfte, da die weiche Schlammasse dafür ungenügenden Widerstand bot. Zum Aufnehmen des Horizontaldrucks wurden von da an besondere Stützpfähle angeordnet, während man bei Neuanlagen den Boden unter dem herzustellenden Reisigwerk 3 m tiefer ausbaggerte und hier scharfen Sand einstürzte, in dem die Pfähle festen Boden fanden.

Das Einrammen der Tragpfähle quer durch die Reisigwerke hindurch ist selbstverständlich keine leichte Sache, weil der Widerstand des Reisigholzes leicht zu Abweichungen der Pfahlrichtung führt. Anfänglich brachte man nach dem Einschlagen die Pfahlköpfe vor der Verbindung mit

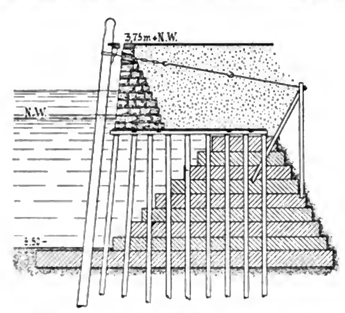


Fig. 8. Kaimauer längs dem Wilhelminakai im fertigen Zustand.

den Querbalken mittels einer Winde in die gewünschte Lage. Die dadurch erzeugten Spannungen in den Pfählen und in der Flurkonstruktion hatten aber öfters nachteilige Wirkungen zur Folge, weshalb man dazu überging, alle eingerammten Pfähle in ihrer ursprünglichen Lage zu lassen und mittels besonderer Verbindungsbalken eine tragfähige Konstruktion etwa nach Fig. 9 herzustellen. Zwar scheint eine derartige Anordnung etwas unordentlich, aber sie bietet volle Gewähr dafür, den gestellten Anforderungen zu genügen.

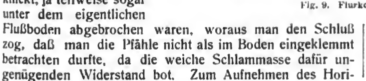


Fig. 9. Flurkonstruktion.

Eine Gefahr bestand immer darin, daß sich unter der einige Meter tiefen Sandschicht noch eine Lehm- und Schlammschicht befand, die bis in eine Tiefe von 16 bis 17 m — N. W. reichte und die durch das auf sie lastende Gewicht zusammengepreßt, zu Senkungen und Verschiebungen in den Mauerwerken führen konnte. Es war hier kein anderer Ausweg möglich, als die schlechte Bodenmasse vollständig auszubaggern, auf den festen Unterboden bis auf 9,50 m — N. W. scharfen Sand zu stürzen

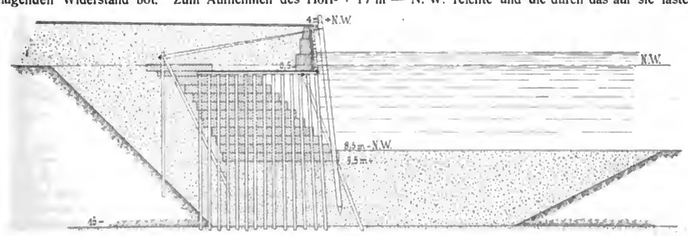


Fig. 10.

und darauf erst das Reisigwerk aufzubauen. Die Kosten der Reisigdämme stiegen dadurch zwar beträchtlich (auf 750 M. f. d. l. m), aber man konnte sich nun wenigstens mit vollstem Vertrauen auf den Unterboden verlassen. Nachdem man einmal zu dieser durchgreifenden Maßregel übergegangen war, sind Risse oder sonstige Fehler denn auch nicht mehr aufgetreten und die nach Fig. 10 hergestellten Kaimauern entsprechen den höchsten Anforderungen.

(Schluß folgt.)

Aus der Praxis.

Neuer selbsttätiger Wärmeregler[1]).

In Bd. **321** 1906, S. 698—700 sind die Bedingungen angegeben, welche selbsttätige Raumtemperaturregler zu erfüllen haben mit darauffolgender Beschreibung des amerikanischen Reglers von *Johnson* und des deutschen Reglers von *Kaeferle*. Der erstere wird mittels Preßluft, der letztere mittels des elektrischen Stromes betätigt. Nun ist die Firma *G. A. Schultze*, Berlin-Charlottenburg mit einem Temperaturregler, *Temperator* genannt, an die Oeffentlichkeit getreten, dessen Wirkungsweise ausschließlich auf der Temperaturveränderung einer Flüssigkeit, in diesem Falle Oel, beruht.

Der in Fig. 1 abgebildete Apparat besteht aus dem wärmeaufnehmenden Körper, Oelbehälter *W*, und dem eigentlichen Wärmeregler *R*. Beide sind durch das dünne Kupferrohr *Z* miteinander verbunden. Dieses Rohr, wie das elastische Bewegungsrohr *N*, sind mit Wasser gefüllt.

Sobald sich das in *W* befindliche Oel erwärmt und ausdehnt, wirkt der dadurch entstehende Druck auf die Wasserfüllung in *Z* und in *N* ein und verursacht Streckung des bei *H* dichtgeschlossenen Rohres *N* in der Längsrichtung. Zur Vermeidung schädlicher seitlicher Ausdehnung ist das Rohr *N* in seiner ganzen Länge mit dicht aneinander liegenden Messingringen *O* umgeben. Um dem Rohre *N* Halt zu geben, sind die Ringe abwechselnd mit Führungsnasen versehen. Das Ganze endlich steckt in dem Schutzrohr *P*, das durch das Verbindungsstück *D* an dem Ventilgehäuse *A* angeschraubt ist.

Um die Verlängerung des Rohres *N* werden die Stange *J*, das Gehäuse *G*, das Rohr *E* und die Kugel *B* angehoben, d. h. der Ventildurchgangsquerschnitt wird entsprechend verengt. Sobald die Kugel auf den Sitz aufliegt, tritt die im Gehäuse *G* als elastisches Zwischenglied eingeschaltete Feder *K* in Wirkung, indem nun bei weiterer Dehnung des Rohres *N* das Verbindungsstück *J* in dem Gehäuse *G* frei unter Zusammendrückung der Feder *K* nach oben sich bewegt.

Das Einstellen des Wärmereglers erfolgt so, daß die Ventilkugel bei der geforderten Temperatur zur Anlage kommt, und geschieht mit Hilfe der Schraube *f*, an der der Träger *a* des Rohres *N* gehoben und gesenkt wird. Die Einstellung soll so geregelt werden können, daß sich

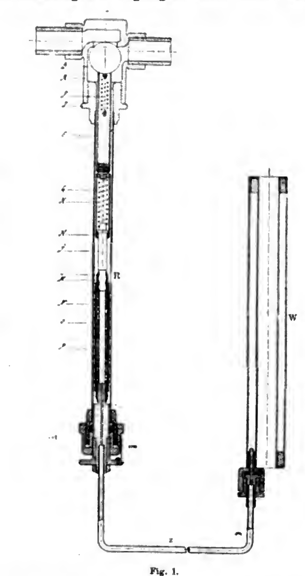


Fig. 1.

Abweichungen von mehr als ± 1° C von einer bestimmten Raumtemperatur nicht ergeben.

W. Mehl-Dresden, Berat. Heizingenieur.

[1]) s. auch D. p. J. 1907, **322**, S. 442—445.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Optischer Indikator. Ein besonders für schnellaufende Verbrennungsmotoren geeigneter, von *Hospitalier* und *Charpentier* konstruierter Indikator enthält einen beweglichen Spiegel, der auf ein Milchglas das Diagramm projiziert. Eine kleine seitwärts aufgestellte Azetylenlampe wirft mittels eines Ablenkungsprismas einen Lichtstrahl auf den Spiegel, der in solcher Weise bewegt wird, daß der auf das Milchglas reflektierte Lichtstrahl das Diagramm beschreibt. Der Spiegel ist an drei Punkten, die ein rechteckiges Dreieck bilden, gefaßt. Der eine Punkt ist fest aber drehbar gelagert, der zweite Punkt wird durch eine reduzierte Kolbenbewegung des zu indizierenden Motors bewegt, während der dritte Befestigungspunkt mit einer Membran in Verbindung steht, die unter dem Einfluß der im Zylinder auftretenden Drücke steht. Die Kolbenbewegung und die Druckschwankungen bewirken also eine Drehung des Spiegels um je eine Rechteckseite des Befestigungsdreiecks. Die zusammengesetzte Bewegung verursacht mittels des reflektierten Lichtstrahles die Projektion des Diagramms auf das Milchglas.

Die Durchbiegung der Membran ist nicht proportional dem Druck, aber dieser abweichende Einfluß wird dadurch aufgehoben, daß man dem Stangenköpfchen, auf welchem der Spiegel ruht, eine runde Oberfläche gibt, wodurch die Spiegelbewegung in Uebereinstimmung mit den Druckschwankungen gebracht werden kann.

Das Diagramm wird nur als geschlossene Figur wahrgenommen, wenn es in der Projektion innerhalb $\frac{1}{10}$ Sekunde durchlaufen wird. Da ein Diagramm eines Verbrennungsmotors in zwei Umdrehungen erzeugt wird, tut man bei weniger als 1200 Umdrehungen i. d. Minute besser, statt des Milchglases eine lichtempfindliche Platte zu nehmen und diese zu entwickeln.

Besonders bei mehrzylindrigen Motoren ist die beschriebene Vorrichtung sehr bequem, da der Apparat für die Indizierung der verschiedenen Zylinder nicht anders aufgestellt zu werden braucht; man hat nur den Raum hinter der Membran jeweils mittels eines Röhrchens mit einem anderen Zylinder in Verbindung zu setzen. (Het Vakblad 1907, S. 213.) *Ky.*

Dampfmaschinen.

Schnellaufende Dreifachexpansionsmaschine von 1000 PS (*Holmboe*) für das Kraftwerk der *A.-G. Elektron* in Gothenburg (Schweden). Der Aufstellungsraum durfte eine Grundfläche von 7 × 3 qm nicht überschreiten. Der Generator ist ein Gleichstrommotor mit zwei Kollektoren, der bei 2 × 140 Volt Spannung 3000 Amp. abgibt, wobei die Kollektoren in Hintereinanderschaltung gekuppelt sind. Der Generatorwirkungsgrad beträgt bei normaler Belastung 94 v. H. Der Hochdruckzylinder der Dampfmaschine ist durch Kolbenschieber mit Flachregler gesteuert. Mittel- und Niederdruckzylinder haben ihre Schieberkästen (*Klug*sche Steuerung) vorne, um eine gedrängte Bauart zu erzielen. Gleichfalls vorne liegen die mit den Zylindern zusammengegossenen Aufnehmer. Einen besonders geheizten Dampfmantel erhielt nur der Niederdruckzylinder.

Nieder- und Mitteldruckkolben bestehen aus Stahlguß, Hochdruckkolben aus Gußeisen. Die Kurbeln sind um 120° versetzt. Das einteilige Schwungrad wiegt 5600 kg bei 2600 mm Durchm.

Die Maschine ist an eine Zentral-Kondensationsanlage angeschlossen. Die Zylinderdurchmesser betragen 545, 840, 1300 mm bei 500 mm Hub, die schädlichen Räume 14 v. H., 14,5 v. H. und 15 v. H. Versuchsergebnisse zur Bestimmung des Wirkungsgrades sind folgende:

Eintrittsdruck des Dampfes	11,1 at abs.
Vakuuum	65 cm
Uml./Min.	190
Leistung des Hochdruckzylinders	396 PS_i
„ „ Mitteldruckzylinders	303 „
„ „ Niederdruckzylinders	276 „
Gesamtleistung	975
Stromstärke	2275 Amp.
Spannung	280 Volt.
Wirkungsgrad des Generators bei 2275 Amp. (nach Messung)	92 v. H.
Wirkungsgrad der Dampfmaschine $\frac{635 \cdot 100}{975 \cdot 0{,}736 \cdot 0{,}92}$	94 „
Gesamtwirkungsgrad der Dampfdynamo	86,6 „

Bei normaler Belastung von 1125 PS_i ist ein Wirkungsgrad der Dampfmaschine von wenigstens 95 v. H. anzunehmen. Dieses würde in Verbindung mit einem Generatorwirkungsgrad von 94 v. H. einen Gesamtwirkungsgrad von 90 v. H. ergeben.

Für den Dampfverbrauch wurden folgende Zahlen ermittelt:

Dauer des Versuchs	4,5 Std.
Gesamtleistung	2650 KW/Std.
Mittlere Belastung	590 KW
Leistung der Dampfmaschine	392 PS_i
Eintrittsdruck	10,9 at abs.
Dampftemperatur an der Maschine	249° C
Vakuum	65,5 cm
Uml./Min.	190
Dampfverbrauch im ganzen	25750 kg
desgl. für 1 Std.	5720 „
„ „ 1 KW Std.	9,7 „
„ „ 1 PS_i/Std.	6,13 „

Versuche zur Feststellung des Dampfverbrauchs bei veränderlicher Ueberhitzung unter sonst gleichbleibenden Verhältnissen ergaben:

bei 0° Ueberhitzung etwa 7,12 kg für 1 PS_i/Std.
„ 50° „ „ 6,25 „ „ 1 „
„ 80° „ „ 5,74 „ „ 1 „

Die Völligkeit des Diagrammes beträgt 68 v. H. (Zeitschrift d. Vereins deutscher Ingenieure 1907, S. 1186—1188.) *F.*

Dampfturbinen.

Schiffsturbinen. Die erste Anwendung von Abdampfturbinen für Schiffe ist von der *White Star* Linie in Auftrag gegeben, wobei zwei Vierfachexpansions-Kolbenmaschinen in üblicher Weise Zwillingsschrauben antreiben, während der Abdampf dieser Maschinen in eine Turbine geführt wird, die auf einer dritten zentral angeordneten Schraubenwelle sitzt. Die Rückwärtsbewegung wird den Kolbenmaschinen überlassen, die auch direkt in den Kondensator auspuffen können, so daß keine Rückwärtsturbine nötig ist. Da die beiden Schiffe für die Dominion Linie (nach Canada) bestimmt sind, ist man sicher, immer über kaltes Wasser zur Erzielung eines hohen Vakuums zu verfügen, was bei einer derartigen Anordnung von größtem Gewicht ist. Nicht recht begreiflich erscheint nur, daß Vierfachexpansionsmaschinen gewählt wurden, weil Abdampfturbinen gerade da am Platze sind, wo bei den Hauptmaschinen eine wenig weitgehende Expansion stattfindet (Fördermaschinen, Walzenzugmaschinen usw.). Da die Schiffe eine längere Strecke in den St. Lawrence-Fluß mit sehr veränderlicher Geschwindigkeit hinauffahren werden, wäre eine ausschließliche Fortbewegung durch Turbinen unwirtschaftlich. (The Engineer 1907, Bd. II, S. 114.) *Ky.*

Eisenbahnwesen.

Elektrische Vollbahnen. (*Allen & Harvie.*) Für die Elektrisierung der Bahn zwischen *Utica* und *Syracuse* entschied sich die *Oneida Railway Company* im Jahre 1905 Gleichstrom von 600 Volt zu verwenden, da einschließlich der Unterstationen die projektierten Kosten genau so groß waren wie für Einphasen-Wechselstrom. Zur Stromzuführung wird die dritte Schiene benutzt, die 72 mm über Schienenoberkante und in 800 mm Abstand vom Gleis verlegt ist. Sie wiegt etwa 35 kg/m, hat Doppelkopfprofil und wird alle drei Meter durch auf den Schwellen befestigte gußeiserne Stützen getragen. Die Isolatoren bestehen aus „Halbporzellan“, welches aus einer Mischung von gewöhnlichem Ton und Porzellanerde hergestellt ist. An den Unterbrechungsstellen der dritten Schiene (bei Kreuzungen und Weichen) sind Auflaufstücke aus Gußeisen von etwa 2 m Länge angesetzt. Der Kontaktschuh des Wagens beschleift die dritte Schiene von unten, so daß sie durch einen Holz- oder Fieberbelag leicht gegen zufällige Berührungen geschützt werden kann. Die Wagen bieten nichts bemerkenswertes. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 996—1009.) *Pr.*

Wagenmontage. (*Munger & Glover.*) Bei der *Metropolitan Westside Elevated Railroad in Chicago* hat man der Anordnung der Apparate auf dem Wagen sowie der Verlegung der Kabel und Rohrleitungen besondere Aufmerksamkeit gewidmet und vor dem Bau neuer Wagen bereits genaue Pläne hierfür ausgearbeitet. Es konnten daher vor dem Zusammenbau in den Einzelteilen die nötigen Löcher und Durchführungsöffnungen hergestellt werden. Infolgedessen wurde nicht nur der Einbau der Apparate und Kabel bedeutend beschleunigt, sondern auch wesentlich verbilligt.

An der Bauart der Wagen selbst wurde nur die Bodenkonstruktion geändert. Während früher der hölzerne Fußboden-

belag unmittelbar auf den Rahmenträgern auflag, ist jetzt erst ein etwa 5 mm dicker Blechbelag und auf diesem mittels Längshölzern in etwa 30 mm lichtem Abstand der Fußbodenbelag angebracht. In dem so geschaffenen Raum sind die Kabel und zwar in Rohrleitungen verlegt, die durch Schellen unverrückbar festgehalten werden. Bei dieser Anordnung kommen die Kabel nicht mit den Bremsteilen in Konflikt und lassen sich außerdem gradlinig verlegen, wodurch an Material und Arbeit gespart wird. Von den Apparaten sind die für die elektrische Steuerung in der Nähe des einen und die zur Druckluftausrüstung gehörigen Apparate in der Nähe des anderen Drehgestelles vereinigt, um für beide an Leitungen zu sparen. Bemerkenswert ist die Führung der Leitungen von den Drehgestellen zum Wagenkasten, die nicht in der Nähe des Drehzapfens, sondern am Ende des Drehgestelles erfolgt, um kurze Abbiegungen der Leitungen zu vermeiden und die Verbindungen leichter zugänglich zu machen. Sämtliche Apparate sind übrigens so angebracht, daß sich ihre Gewichte in bezug auf die Wagenlängsachse das Gleichgewicht halten. Schließlich ist die Verwendung von Holz unter dem Wagenkasten bis auf ein Anschlußbrett und den Kasten für die Akkumulatorenbatterie vermieden. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 1067 bis 1070.) *Pr.*

Eisenbeton.

Berechnung von Eisenbetonstützen. (*Bosch.*) Die amtlichen Bestimmungen behandeln bei der Berechnung exzentrisch gedrückter Stäbe aus Eisenbeton nur den Fall, daß die Eiseneinlagen auf der Zug- und Druckseite gleich sind. *Bosch* leitet für den Fall, daß diese Querschnitte verschieden sind, Formeln für die Breite der Druckzone und die Größe der Beton- und Eisenspannungen ab, aus denen sich der Beitrag der einzelnen Querschnittsteile (Betondruckzone, Eiseneinlagen der Druck- und Zugzone) klar erkennen läßt. In diesen Formeln sind die amtlichen Formeln als Sonderfall enthalten. An einem Zahlenbeispiel wird ihre Anwendung gezeigt. (Mitteilungen über Zement, Beton- und Eisenbetonbau der deutschen Bauzeitung 1907, S. 58—59.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Eisenbeton-Bogendach. (*Mautner.*) In Brühl ist ein Schuppenperrondach mit einseitigem Kragarm in Eisenbeton ausgeführt. Die Spannweite desselben beträgt 13 m, die Pfeilhöhe 2,15 m und die Länge des Kragarmes 4 m.

Die Berechnung des Horizontalschubes H wurde unter Annahme einer parabolischen Bogenform und eines gleichbleibenden Bogenquerschnitts, sowie unter Vernachlässigung der Normalkräfte und der Wärmespannungen ermittelt. Die Formeln für die Größe der Werte H, M (Biegungsmoment) und N (Normalkraft) und die für die Querschnittsberechnung aus diesen Formeln ermittelten Zahlenwerte sind angegeben.

Das Bodendach ist im Scheitel 9 cm, im Abstande von $\frac{l}{4}$ vom Auflager 14 cm, in der Mitte der Auflagermauern 30 cm und am Ende des Kragarmes 7 cm stark.

Als Eiseneinlagen sind an beiden Laibungen sechs Rundeisen von 12 mm Durchm. auf 1 m Breite verwendet, die durch radial gestellte Bügel und durch je drei Verteilungsstäbe von 6 mm Durchm. auf 1 m Breite verbunden sind.

Zur Aufnahme des Horizontalschubes sind Randbalken mit dem Bogendach verbunden, die über die tragenden Mauern in gleicher Breite fortlaufen und seitlich eine Doppelarmierung von je vier Rundeisen mit einem Durchmesser von 25 mm haben.

Die Spannweite dieser Randbalken ist entsprechend der Entfernung der Anker 4,34 m.

Die Anker selbst, die einen Horizontalschub von 3,1 t/m aufzunehmen haben, haben einen Durchm. von 44 mm. Ihre Befestigung in den Randbalken geschieht durch eine quadratische Ankerplatte von 24 cm Seitenlänge und 6,3 cm Dicke, die durch eine auf dem Anker befestigte Schraubenmutter festgehalten wird.

Der Abstand der Ankerplatte von der Innenkante der Randbalken ist 25 cm, so daß die durchschnittliche Schubspannung am Umfange des durch den Ankerzug auf Schub beanspruchten Betonprismas rd. 4,5 kg/qcm beträgt.

Auf die äußere Laibung des Daches ist Dachpappe geklebt. Die Giebelwände, die auch noch durch das Dach überdeckt sind, sind außerdem durch Zink abgedeckt. (Mitteilungen über Zement, Beton- und Eisenbetonbauten der deutschen Bauzeitung 1907, S. 57—58.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Lokomotivbau.

Vierzylinder-Verbundlokomotive. (*F. Leitzmann.*) Diese im Jahre 1905 von der „*Elsässischen Maschinenbaugesellschaft Grafenstaden*" 2/5 gekuppelte Schnellzuglokomotive mit de *Glehn*scher Zylinderanordnung besitzt statt der glatten Siederohre gerippte Serverohre. Um die Wirkungsweise dieser Rohre festzustellen, wurden von der preußischen Staatsbahn mit dieser Lokomotive eingehende Versuche ausgeführt. Zur Bestimmung der zweckmäßigsten Zugwirkung wurde der Durchgangsquerschnitt der Exhaustermündung durch Anbringung eines Steges von 15—20 mm Breite verengt. Der ursprüngliche Querschnitt von 173 qcm wurde bei langsamen Fahrten auf 150 qcm, bei Fahrten auf Steigungen von $^1/_{200}$ auf 143 qcm verkleinert. Bei Fahrten in der Ebene mit hohen Geschwindigkeiten genügte selbst ein Querschnitt von 136 qcm. Doch setzte dabei die Kohle feste Rückstände innerhalb der Serverohre an, so daß teilweise die Siederohre ganz verstopft wurden. Dampfbildung und Leistung der Maschine nahm dadurch schon nach kurzer Fahrt merklich ab. Bei 112 km/Std. Geschwindigkeit verdampfte der Kessel in der ersten halben Stunde 7, in der folgenden nur mehr 6 cbm Wasser. Dieser Uebelstand der Serverohre hat sich auch auf anderen deutschen Bahnen gezeigt. Die chemische Analyse dieser Rückstände ergab folgende Bestandteile:

55 v. H. Kieselsäure,
40 „ Eisenoxyd und Tonerde,
2 „ Kalk,
3 „ sonstige Bestandteile.

Bei Lokomotiven mit Serverohren soll darum nur Kohle mit höchstens 5 v. H. Verunreinigung verwendet werden. Die Luftverdünnung über der Rostfläche beträgt bei glatten Rohren $^3/_8$, bei den gerippten Serverohren nur $^1/_8$ von der in der Rauchkammer vorhandenen, deshalb muß für letztere die Luftsaugewirkung erhöht werden.

Bei diesen Versuchen trat die noch nicht gelöste Frage auf, welcher Heizwert eigentlich den gerippten Siederohren zugesprochen werden kann. Bei Lokomotiven mit glatten Siederohren hat man zweierlei Heizflächen, die der Feuerbüchse (H_1) und die der Siederohre (H_2). Bei den Serverohren kommt noch eine dritte Heizfläche hinzu, die der Rippen (H_3). Die gesamte Heizfläche ist dann: $H = H_1 + H_2 + H_3$. Sind ferner $x\,y\,z$ die Dampfentwicklungen dieser Heizflächen für 1 qm und Stunde, k die mittlere und M die gesamte Dampfentwicklung, dann ergibt sich die Gleichung:

$$H_1 x + H_2 y + H_3 z = H k = M.$$

Bei dieser Lokomotivtype mit glatten Siederohren ist bei einer Geschwindigkeit von 90 km $x = 315$ kg i. d. Stunde und $y = 65$ kg. Die Heizflächen ergibt folgende Tabelle:

Heizfläche in qm	H_1	H_2	H_3	H
Lokomotive m. glatten Siederohr.	14,55	140,72	0	155,3
Lokomotive mit Serverohren . .	10,48	104	125	239,5

Die Verdampfungen waren bei der Lokomotive mit glatten Siederohren

$$M = H \,.\, k = 155{,}3 \,.\, 78 = 12\,100 \text{ kg/Std.}$$

Bei der Versuchslokomotive mit Serverohren

$$M = 13000 = 10{,}48 \,.\, 315 + 104 \,.\, 63 + 125\, z,$$

daraus ergibt sich $z = 25$ kg/Std.
Die mit 1 qm der gesamten Heizfläche erlangte indizierte Leistung steigt mit der Geschwindigkeit von 2,4—5,4 PS_i

Bei diesen Versuchen ergab sich weiterhin das Verhältnis der effektiven Leistung der Lokomotive, gemessen am Zughaken zur indizierten Leistung des Dampfes in den Zylindern (also der mechanische Wirkungsgrad) auf Steigungen $^1/_{30}$ bei 45 km Fahrgeschwindigkeit zu 0,28 und erreichte auf wagerechter Strecke bei 95 km Geschwindigkeit den Höchstwert 0,80.

Der gesamte Heizmaterialienverlust im Aschkasten, auf dem Herde und in der Rauchkammer ist bei 95 km Geschwindigkeit 34 v. H., also $^1/_3$ vom Kohlenverbrauch während der Fahrt; die nicht meßbaren Schornsteinverluste sind dabei nicht mitgerechnet. Der Kohlenverbrauch stieg bis 500 kg/Std. für 1 qm Rostfläche.

Die indizierte Zugkraft der Vierzylinderlokomotive mit Zylinderdurchm. d und d', Kolbenhub h und Triebraddurchm. D ist:

$$Z_i = 2 \frac{\pi (100\,d)^2}{4} pm \frac{2\,h}{\pi D} \quad \text{Hochdruckzylinder.}$$

$$+ 2 \frac{\pi (100\,d')^2}{4} pm' \frac{2\,h}{\pi D} \quad \text{Niederdruckzylinder.}$$

$$= 100^2 \frac{d^2 h}{D} \left[pm + \left(\frac{d'}{d}\right)^2 pm'\right].$$

Der erste Faktor dieses Ausdruckes ist die Wertziffer der Maschine (u), der zweite ist die zusammengesetzte mittlere Dampfspannung pm_1, somit wird

$$Z_i = u\, pm_1.$$

Folgende Tabelle ergibt den mittleren indizierten Druck des Hochdruckzylinders pm und den des Niederdruckzylinders pm' bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

Versuchsfahrt	pm	pm'	pm_1	Fahrgeschw. km	Füllung des Hochdruckzyl. in v. H.
No. 8	9,96	4,08	21,04	18	79,4
No. 19	8,55	1,83	13,51	58	55
No. 44	7,92	1,43	11,80	70	51,7
No. 61	6,37	0,96	8,96	95	44

Aus der nachstehenden Tabelle sind die Hauptresultate der Versuchsfahrten auf verschiedenen Steigungen zu entnehmen.

Versuchsfahrt No.		8	19	44	61
Steigung der Strecke		$^1/_{30}$	$^1/_{100}$	$^1/_{200}$	0
Eigenwiderstand der Lokomotive	kg/t	15,6	8,5	8,0	8,6
Leistung der Lokomotive	PS	600	1064	1100	1271
Zugkraft der Lokomotive	kg	8994	4955	4243	3824
indizierte Zugkraft / Heizfläche	kg/qm	36	21	19	15
indizierte Leistung / Heizfläche	PS/qm	2,4	4,6	5,0	5,4
Dampfentwicklung / Heizfläche u. Stunde	kg/qm	35	43	45	57
Wasserverbrauch / Achskilometer	kg	19	6,3	3,0	2,1
Wasserverbr. f. 1000 Nutzkm.	kg	3143	960	418	273
Wasserverbr. f. 1 PS u. Std.	kg	10,8	10,6	10,3	10,3
Wärmeausnutzung in der Lokomotive	v. H.	5,5	5,6	5,8	5,8

(Verhdign. des Ver. f. Beförd. des Gewerbefl. 1907, S. 313 bis 354.) *W.*

Materialienkunde.

Schmirgelscheiben. (*Schlesinger.*) Die Versuche mit nassen Schmirgel- und Karborundumscheiben hatten das Ziel nachzuweisen, ob die jetzt vorgeschriebene Höchstgeschwindigkeit von 25 m/Sek. für die heutigen Verhältnisse als zu niedrig anzusehen sei. Sowohl die Scheiben selbst wie die Bauart der Schleifmaschinen haben in den letzten 10 bis 15 Jahren so große Fortschritte gemacht, daß eine höhere Umfangsgeschwindigkeit als zulässig erachtet ist. Bei den Versuchen wurde eine normale Rundschleifmaschine benutzt, bei der die Stücke und die Schmirgelscheibe zwangläufig zueinander geführt wurden, während durch besonders verstärkte Antriebe die Möglichkeit gegeben war, Scheiben von 50 mm Breite und 500 mm Durchm. bis auf das Fünffache der sonst höchsten Werkstattleistung zu beanspruchen und mittels starker Wasserzuführung vollständig zu durchnässen. Jede Scheibe wurde 20 bis 40 Stunden benutzt. In keinem Fall ist es gelungen, eine Zertrümmerung der Schmirgelscheibe herbeizuführen; überall zeigte sich, daß bei zu starker Beanspruchung (etwa 30 PS für den Antrieb der Schmirgelscheibe allein) die Oberfläche zermürbt wurde und massenhaft Schmirgelkörnchen ausbrachen, ohne daß eine gefährliche Zusatzbeanspruchung zu den Schleifbelastungen durch die so gefürchtete Fliehkraft hervorgerufen wurde. Bei Berechnung der Schleifkraft und der Fliehkraft stellt sich heraus, daß letztere zwar weitaus überwiegt, aber die Versuche haben ergeben, daß die kleine Schleifkraft so ungünstig zermürbend auf die eigentümliche Struktur der Schmirgelscheiben wirkt, daß die gefahrlose Zerstörung durch das Schleifen längst erfolgt ist, bevor eine Zersprengungsgefahr eintreten kann.

Die Zuverlässigkeit der Ergebnisse wird dadurch erhöht, daß die meisten Scheiben unmittelbar vom Lager geliefert wurden. Eine Geschwindigkeit von 35 m/Sek. erscheint nach den Versuchen bei Rundschleifmaschinen als durchaus zulässig. (Zeitschrift d. Ver. deutscher Ingenieure 1907, S. 1227 bis 1230.) *Ky.*

Wasserkraftanlagen.

Entwicklung der Wasserkraftanlagen in Norwegen. Obgleich der Glommen, der wasserreichste Fluß Norwegens, namentlich zwischen Oieren und dem Meere eine Reihe bedeutender Wasserfälle aufweist, hat seine Wasserkraft, ausgenommen den dem Meere zunächst gelegenen Sarps-Fall, bis jetzt noch nicht ausgenutzt werden können, da die Wasserverhältnisse während der drei Wintermonate zu ungünstig waren. Die Sarps-Fälle werden allerdings ziemlich vollkommen ausgenutzt; sie liefern etwa 15 000 PS für Karbid- und Ferrosilizium-Erzeugung, etwa 4000 PS für Zinkgewinnung und etwa 1000 PS für die Versorgung von Frederikstadt samt Umgebung mit Kraft und Licht. Die Besitzer der etwas höher gelegenen Kykkelsrud-Fälle, für die vor einigen Jahren mit großem Aufwande ein Kraftwerk erbaut worden ist, haben gegegen mit großen wirtschaftlichen Schwierigkeiten zu kämpfen, da die Kohlenpreise in den norwegischen Häfen recht niedrig und Wasserkräfte so reichlich vorhanden sind, daß sich die Kraftübertragung auf größere Entfernungen nicht lohnt. Zwischen den Sarps- und den Kykkelsrud-Fällen liegen die Vamma-Fälle, die von der *Vammafos-Gesellschaft* zur Herstellung von Stickstoffverbindungen auf elektrischem Wege nach dem Verfahren von *Eyde* ausgenützt werden sollen. Oberhalb der Kykkelsrud-Fälle haben eine Holzschleiferei und die Stadt Christiania Wasserkräfte erworben. Die Besitzer aller dieser Wasserkräfte haben nun im vorigen Jahre die Erlaubnis erhalten, den oberhalb der Ortschaft Oieren gelegenen Mjösen-See während des Herbstes auf 0,7 m höheren Wasserstand, als bisher, aufzustauen, und den so gewonnenen Wasservorrat von etwa 800 Mill. cbm. zum Ausgleich der Wassermenge des Glommen während der

Monate Januar, Februar und März zu verwenden, so daß er auch dann noch mindestens 220 cbm i. d. Sekunde zu führen vermag. Durch diese Regelung werden die am Glommen verfügbaren Wasserkräfte von 115 000 auf 253 000 erhöht; aber noch viel wichtiger ist, daß der Betrieb der Anlagen nunmehr während des ganzen Jahres gesichert ist. Mit dem Staudamm, der etwa 14.4 km unterhalb Eidvolt bei Svanefos erbaut werden soll, fällt der alte Damm, der bei Sundfos für den Schiffsverkehr zwischen Eidsvold und Minne erbaut worden war, dagegen ist den Besitzern der Wasserkraftanlagen die Verpflichtung auferlegt worden, die genannte Wasserstraße zu vertiefen, ebenso wie auch den Schiffsweg längs des Vormen-Flusses bis zu der Eisenbahnhaltestelle in Haga herzustellen. (Engineering 1907, S. 209.) *H.*

Wasserkraft-Elektrizitätswerk am Caffaro-Fluß in Norditalien. Der hauptsächlich von seinen Quellen am Monte Adamello gespeiste Caffaro-Fluß, der schon nach etwa 30 km langem Lauf in den Chiese, einen Nebenfluß des Po mündet, führt im Mittel 4 cbm i. d. Sekunde, eine verhältnismäßig geringe Wassermenge, die aber durch das große Gefälle außerordentlich wertvoll wird. Der untere, etwa 250 m betragende Teil des Gefälles wird in dem Kraftwerk bei Ponte-Caffaro ausgenutzt. Etwa 250 m oberhalb des Maschinenhauses ist ein 21 m langer, im Mittel 5 m breiter Damm angelegt, der zwei eiserne Druckleitungen von je 1 m Durchm. speist. Das Maschinenhaus enthält zur Zeit drei *Pelton*-Räder für 1000 l i. d. Sekunde und 246,4 m Nutzgefälle, die bei 315 Umdrehungen i. d. Minute jedes etwa 2500 PS leisten. Außerdem sind zwei Erregerturbinen von 160 PS bei 600 Umdrehungen vorhanden. Die mit den *Pelton*-Rädern unmittelbar gekuppelten Stromerzeuger liefern Drehstrom von 9000 bis 10500 Volt bei 42 Perioden und haben bei der Abnahme für $\cos \Phi = 1$ 0,958 und für $\cos \Phi = 0{,}75$ 0,92 als Wirkungsgrad bei Vollbelastung ergeben. Zur Fernleitung nach der 49 km entfernten Stadt Brescia wird die Spannung in drei wassergekühlten Transformatoren für 150 Amp. auf 40000 bis 46000 Volt erhöht. In Brescia befindet sich ein Umformer- und Stromverteilwerk mit drei Transformatoren, die die Spannung wieder auf 3600 Volt herabsetzen. Der Strom wird bis zu etwa 2000 KW von einer Sodafabrik verwendet, die nach dem Verfahren von *Kellner* arbeitet, dient außerdem zur Versorgung von Brescia und Umgebung mit Kraft und Licht und ein Rest von etwa 800 PS wird für den Betrieb der in Aussicht genommenen Bahn Brescia—Trento verfügbar gehalten. (Engineering 1907, S. 201.) *H.*

Die Eisbekämpfung in den kanadischen Wasserkraftwerken. (*Barnes.*) In den Wasserkraftwerken, die aus den Stromschnellen und -Fällen des Niagaraflusses gespeist werden, haben die Betriebsstörungen infolge von Eisbildung wegen der letzten anhaltenden und überaus strengen Winter eingehende Untersuchungen über die diesbezüglichen physikalischen Grundlagen zur Folge gehabt. Außer dem auch bei uns bekannten Oberflächeneis, das sich im allgemeinen nur in stehenden oder verhältnismäßig langsam fließenden Gewässern bilden kann, und das für Wasserkraftanlagen so gut wie ungefährlich ist, hat man das Nadeleis oder Spitzeneis zu unterscheiden, das sich bei großer Kälte in dem über einen Wasserfall herabstürzenden Wasser bildet und das sehr leicht an den Rechen und Schützen der Kraftwerke zusammenbackt. Hierdurch kann der Wasserzulauf leicht vollständig abgesperrt werden. Daneben hat man dann noch das ebenfalls sehr gefährliche Grundeis zu unterscheiden, welches sich namentlich in sehr kalten, klaren Winternächten auf dem Boden nicht zugefrorener Gerinne bildet, und durch das recht große Gewässer, wie der St. Lorenz-Strom, gänzlich aus ihrem Bette abgelenkt werden können. Dieses Grundeis kann sich auch in den Turbinen der Wasserkraftwerke bilden und in kurzer Zeit die gesamte Anlage stilllegen. Man hat nun beobachtet, daß namentlich das Grundeis bei einer ganz geringen Erniedrigung der Wassertemperatur entsteht, daß schon die Sonnenwärme, auch bei trüben Tagen ausreicht, um seine Bildung zu verhindern. Es genügt also, diejenigen Teile, an denen sich Grundeis ansetzen könnte, z. B. die Rechen, Schützen und Turbinengehäuse, während der kalten Nächte von Zeit zu Teit durch einen Dampfstrahl zu erwärmen, um wenigstens vor erheblichen Störungen sicher zu sein. Immerhin erfordert die Anlage eines Wasserkraftwerkes eine eingehende Prüfung der Eisverhältnisse, da sich die zur Verhinderung von Störungen notwendigen Maßnahmen nur von Fall zu Fall treffen lassen. (Engineering 1907, S. 216—217.) *H.*

Die Maschineneinrichtung des Wasserkraftelektrizitätswerkes der Huronian Company am Spanish River in Canada. (*Roß & Holgate.*) Das eigentliche Maschinengebäude liegt am Ende eines Zulaufgrabens, der durch ein 26 m hohes Stauwehr mit elektrisch gesteuerten Schützentoren abgeschlossen ist. Von dem Wehr führen vier eiserne Leitungen von 3 m Weite zu den großen und eine kleine Leitung zu den beiden Erregerturbinen. Die großen Maschinen sind wagerechte *Francis*-Doppelturbinen von je 3500 PS Leistung bei 375 Umdrehungen i. d. Minute und 28 m Gefälle, die mit 2000 KW-Drehstromerzeugern von 2400 Volt Spannung und 25 Perioden i. d. Sekunde unmittelbar gekuppelt sind und durch elektrisch gesteuerte Regulatoren vom Schaltbrett aus geregelt werden können. Die Erregermaschinen von 200 KW Leistung bei 125 Volt Spannung sind in der Mitte des Gebäudes gegenüber dem Schaltbrett angebracht. In besonderen Räumen sind ferner zwei Hochspannungstransformatoren für 35000 und 22000 Volt Spannung in Gruppen von je 667 KW vorhanden, deren Oelbehälter aus Kesselblech bestehen und für 13 at Druck geprüft sind. Für Reinigungszwecke sowie für die Förderung von Oel sind ferner im Untergeschoß eine Kompressoranlage sowie zum Schutz gegen Feuersgefahr zwei elektrisch betriebene Pumpen für 50 PS Leistung vorhanden. (Elektrotechnik und Maschinenbau 1907, S. 623.) *H.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Schriften über Verkehrswesen. Herausgegeben vom *Klub der Oesterreichischen Eisenbahnbeamten.* 11. Reihe, Band 2. Motorwagen und Lokomotive. Kritische Darstellung des jetzigen Standes der Frage der Motorwagen und der Führung leichter Züge durch Motorwagen oder Lokomotiven in technischer oder wirtschaftlicher Beziehung. Von *Karl Spitzer*, Oberingenieur der k. k. Nordbahndirektion, und Dr. *Viktor Krakauer*, Sekretär der k. k. Nordbahndirektion. Wien, 1907. Alfred Hölder. Preis geh. M. 10,60.

Grundriß des Maschinenbaues. Herausgegeben von Dipl.-Ing. *Ernst Immerschitt*, Friedberg (Hessen). 8. Band. Die Maschinenelemente. Von Dipl.-Ing. *K. Laudien*, Oberlehrer a. d. Kgl. höheren Maschinenbauschule in Hagen i. W. Mit 536 Abb. Preis geh. M. 6,20, geb. M. 7,—.

— 9. Band. *Entwerfen und Berechnen von Kraftwagen.* 1. Band. Das Wagengestell. Von *Ernst Valentin* und Dr. *Fritz Huth.* Mit 136 Abb. und 3 Tafeln. Hannover, 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 4,80, geb. M. 5,60.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 39. Berlin, 28. September 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Trägheitskräfte einer Schubstange.

Von Dr.-Ing. **Max Ensslin**-Stuttgart.

(Fortsetzung von S. 595 d. Bd.)

3. *Die Stange unter dem alleinigen Einfluß der Drehbeschleunigungen.* (Fig. 6 S. 594.)

$$p'_4 = \frac{x}{l} \cdot p_4.$$

In diesem Beschleunigungszustand verhält sich die Stange wie ein um B ungleichförmig rotierender Körper in einem Zeitpunkt, da die Drehgeschwindigkeit Null ist. Wir ermitteln nunmehr die von den Trägheitskräften auf A und B ausgeübten Drücke, die in Richtung der Drehbeschleunigung wirken und dieser Beschleunigung entgegengesetzt sind (vergl. die Fig. 22 später). Zuerst der Druck R_1 auf A. Nach dem *D'Alembert*schen Prinzip ist in bezug auf den Drehpunkt B das Moment von dem negativ genommenen R_1 mit dem Moment der Trägheitskräfte im Gleichgewicht, wobei die bekannte Gleichung gilt:

$$\mathfrak{M} = \Theta_B \cdot p_w,$$

d. h. Moment der äußeren Kraft = Moment der Trägheitskräfte = Trägheitsmoment der Stange in bezug auf den Drehpunkt B mal Winkelbeschleunigung. Dabei ist:

$$\mathfrak{M} = R_1\, l \text{ und } p_w = \frac{p_4}{l},$$

so daß man hat:

$$R_1\, l = \Theta_B \cdot \frac{p_4}{l},$$

woraus:

$$R_1 = \Theta_B \cdot \frac{p_4}{l^2}.$$

Würde man die Stangenmasse nach dem Schwerpunktsgesetz auf die Stangenenden verteilen, so würde die in A gedachte Masse $M \cdot a/l$ infolge der Beschleunigung p_4 die Trägheitskraft

$$R'_1 = M \cdot \frac{a}{l} \cdot p_4$$

äußern, das ist ein von dem soeben ermittelten verschiedener Wert, und zwar ist letzterer größer. Es ist nützlich, den Unterschied auszudrücken; er ist:

$$R'_1 - R_1 = M \cdot \frac{a}{l} \cdot p_4 - \Theta_B \cdot \frac{p_4}{l^2}.$$

Wir beziehen nun das Trägheitsmoment Θ_B auf den Schwerpunkt nach dem bekannten Reduktionssatz:

$$\Theta_B = \Theta_S + a^2 \cdot M$$

und drücken gleichzeitig das Trägheitsmoment Θ_S mit Hilfe des Trägheitshalbmessers k aus nach der Definitionsgleichung

$$\Theta_S = k^2 \cdot M,$$

setzen also:

$$\Theta_B = k^2 M + a^2 M = M(k^2 + a^2).$$

Damit wird der oben gesuchte Unterschied:

$$R'_1 - R_1 = \left(M \frac{a}{l} - \Theta_B \cdot \frac{1}{l^2}\right) \cdot p_4$$

$$= \left(M \frac{a}{l} - M(k^2 + a^2)\right) p_4$$

$$= \frac{M \cdot p_4}{l^2}(al - k^2 - a^2) = \frac{M p_4}{l^2}[a(l-a) - k^2]$$

$$= \frac{M p_4}{l^2}(ab - k^2).$$

Man kann die tatsächlich von der Stange ausgeübte Trägheitskraft R_1 daher auch wie folgt ausdrücken:

$$R_1 = R'_1 - \frac{M \cdot p_4}{l^2}(ab - k^2)$$

Fig. 8.

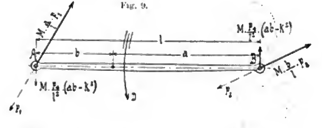


Fig. 9.



Fig. 9a.

Fig. 8 und 9: D = Richtung der Drehbeschleunigung.
Fig. 9: p_1 p_2 = Beschleunigung.
Fig. 9a: p_4 = Drehbeschleunigung um B.

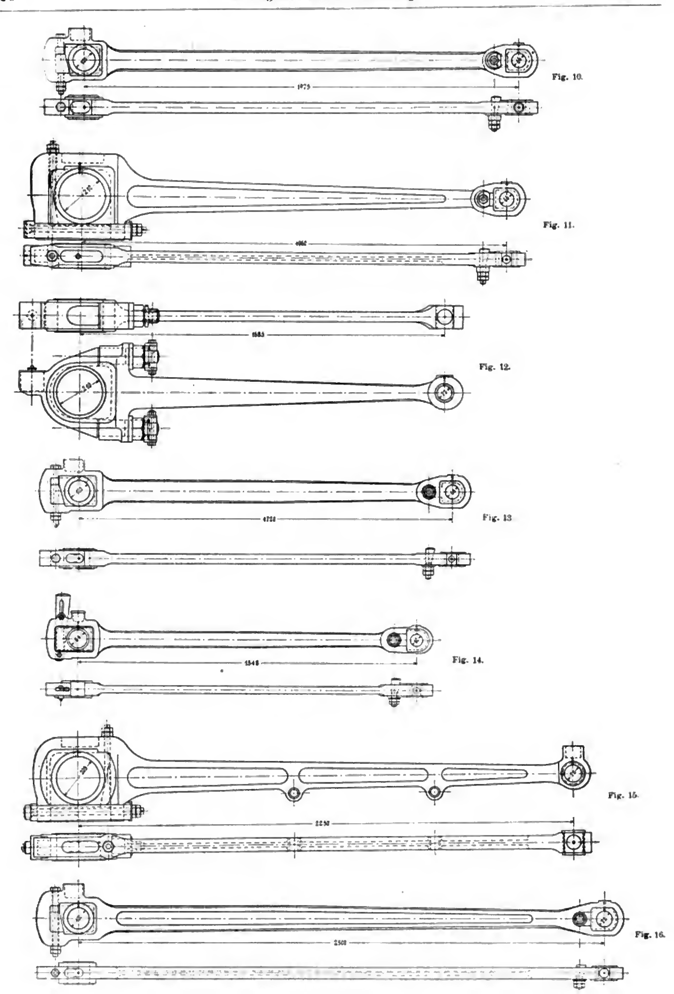


Fig. 10.

Fig. 11.

Fig. 12.

Fig. 13.

Fig. 14.

Fig. 15.

Fig. 16.

$$= M \cdot \frac{a}{l} \cdot p_4 - \frac{M p_4}{l^2} (ab - k^2).$$

Der auf B ausgeübte Druck R_2 ist gleich der Gesamtträgheitskraft der rotierend gedachten Stange vermindert um R_1. Erstere ist nun:

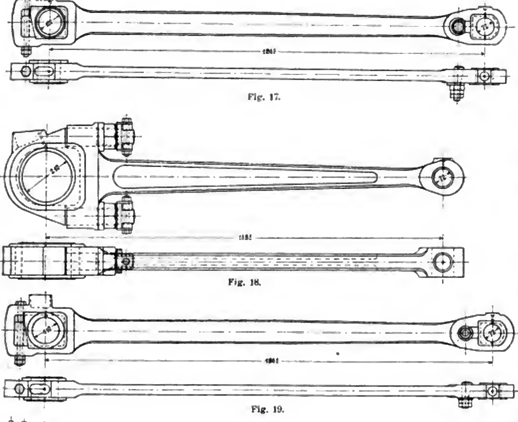


Fig. 17.

Fig. 18.

Fig. 19.

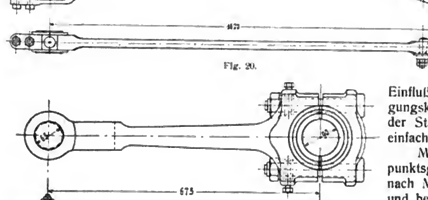


Fig. 20.

Fig. 21.

$$\Sigma m p'_4 = \Sigma m \cdot \frac{x}{l} p_4 = \frac{p_4}{l} \Sigma m x = M \cdot \frac{a}{l} \cdot p_4$$

= Masse mal Schwerpunktsbeschleunigung. Somit wird der Druck in B:

$$R_2 = M \cdot \frac{a}{l} \cdot p_4 - M \cdot \frac{a}{l} p_4 + \frac{M p_4}{l^2} (ab - k^2)$$

$$R_2 = \frac{M \cdot p_4}{l^2} (ab - k^2).$$

Die bei der ungleichförmigen Drehung um B auftretenden, senkrecht zur Stange gerichteten Trägheitskräfte R_1 und R_2 in A und B sind demgemäß in Fig. 8 eingetragen. Man erhält sie auch auf Grund folgender Regel:

Man denke sich die Stangenmasse nach dem Schwerpunktsgesetz auf die beiden Stangenenden verteilt; dann treten bei einer Drehung um B die senkrecht auf der Stange stehenden Kräfte auf

in A $\quad M \cdot \frac{a}{l} \cdot p_4$

entgegengesetzt der Beschleunigung wirkend und

in B $\quad M \cdot \frac{b}{l} \cdot 0 = 0.$

Jetzt füge man noch ein Kräftepaar hinzu, das *im Sinn* der Winkelbeschleunigung wirkt und das besteht aus den in A und B senkrecht auf der Stange stehenden Kräften

$$\frac{M p_4}{l^2} (ab - k^2).$$

Die angegebenen Trägheitskräfte sind in Fig. 8 eingetragen. Dieses Verfahren gilt allgemein für einen ungleichförmig rotierenden oder schwingenden Körper, wenigstens sofern augenblicklich die Drehgeschwindigkeit 0 ist.

Sieht man von dem zuletzt genannten Kräftepaar ab, so wirkt dem vorhergehenden zufolge die Stangenmasse gerade so, als ob sie nach dem Schwerpunktsgesetz auf die Stangenenden A und B verteilt wäre.

Betrachten wir jetzt die Stange wieder unter dem Einfluß der Gesamtbeschleunigung oder was dasselbe ist, unter dem gleichzeitigen Einfluß der unter 1 bis 3 angegebenen Beschleunigungskomponenten, so erkennt man, daß die von der Stange ausgeübten Trägheitskräfte auf folgende einfache Weise gefunden werden:

Man verteile die Stangenmasse nach dem Schwerpunktsgesetz auf die Entpunkte A und B, d. h., nach Mitte Kurbelzapfen- und Kreuzkopfzapfenlager und berechne die Trägheitskraft dieser beiden Massen nach der einfachen Gleichung: Kraft = Masse mal Beschleunigung. Diese Trägheitskräfte sind der Beschleunigung in A und B entgegengesetzt an der Stange anzubringen. Dann füge man ein Kräftepaar hinzu, bestehend aus den in A und B senkrecht zur Stange stehenden Kräften

$$\frac{M \cdot p_4}{l^2} (ab - k^2)$$

das im Sinn der Winkelbeschleunigung $\frac{p_4}{l}$ wirkt. k ist der Trägheitshalbmesser der Schubstange in bezug auf den Schwerpunkt:

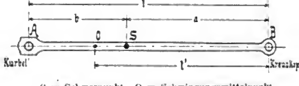
$$k^2 = \frac{\Theta_s}{M}.$$

Zur Durchführung dieser Rechnung braucht man nur die Beschleunigung des Kurbel- und des Kreuzkopfzapfens

zu kennen. Die Drehbeschleunigung p_4 bezw. die Winkelbeschleunigung $\frac{p_4}{l}$ findet man nach Fig. 9a, indem man in A die Beschleunigung p_2 des Punktes B anträgt und nach dem Parallelogrammsatz p_3 zeichnet. Hierauf wird p_3 senkrecht zur Stange und nach derselben zerlegt in die Komponenten p_4 und p_5; p_4 ist die gesuchte Drehbeschleunigung.

Das hier abgeleitete Ergebnis deckt sich mit dem von *Wittenbauer* und *Lorenz* früher auf anderem Wege gefundenen.

Es ist von Interesse, an Hand von Zahlenbeispielen zu sehen, welche Größe das vorhin mehrfach erwähnte Kräftepaar im Vergleich zu den tatsächlichen Trägheitskräften erlangt, m. a. Worten die Genauigkeit der Annahme zu prüfen, es könne die Stangenmasse nach dem Schwerpunktsgesetz auf die beiden Stangenenden verteilt werden und äußere dann die gleichen Trägheitskräfte, wie die Stange selbst. Um Grundlagen für Zahlenwerte zu erhalten, wie sie an ausgeführten Maschinen tatsächlich vorkommen, sind für eine größere Anzahl von Schubstangen verschiedenartigster Konstruktion die Gewichte, Schwerpunkte und Trägheitsmomente durch Versuch bestimmt worden, das Trägheitsmoment, indem man die Stange um das Kreuzkopfmittel schwingen ließ und die Schwingungen z in einer Minute (vergl. Tab. 1) zählte. Die auf Lokomotivtreibstangen bezüglichen Angaben sind auf meinen Wunsch mit der Genehmigung des Herrn Oberbaurat *Kittel*-Stuttgart von Herrn Regierungsbaumeister *Danner*-Eßlingen ermittelt worden, wofür ich auch hier meinen verbindlichen Dank zum Ausdruck bringe. Die Zahlenwerte sind in nachstehender Tabelle 1 enthalten.



S = Schwerpunkt. O = Schwingungsmittelpunkt.

Tabelle 1 (vergl. vorstehende Skizze).

No.	Fig.	Art der Maschine		Umdr. in 1 Min.	Hub mm	Stangenlänge l mm	Schwerpunktsabstand von Mitte: Kreuzkopf a mm	Kurbel b mm	Stangengewicht G kg	Schwingungszahl in 1 Min. z	Reduzierte Pendellänge $l' = \frac{3580}{z^2}$ m	Trägheitsmoment für Mitte Kreuzkopfzapfen $\Theta_B = M \cdot a \cdot l'$	$M a^2$	$\Theta_s = \Theta_B - M a^2$	Trägheitshalbmesser für den Schwerpunkt $k^2 = \frac{\Theta_s}{M}$
1	10	Lokomotive	a	295	560	1974,9	1215,5	759,4	94	47,5	1,59	18,54	14,15	4,39	0,457
2	11	„	i	290	560	1960,0	1506,2	453,8	155,5	44,5	1.81	43,25	36,1	7,15	0,45
3	12	„	i	260	560	1686,0	1285,2	400,8	199,5	48,7	1,51	39,5	33,5	6.00	0,296
4	13	„	a	260	560	1720,0	1062,3	657,7	86,0	50.0	1,43	13,31	9,88	3,43	0,391
5	14	„	a	254	561	1547,8	902,8	645,0	50,95	53,5	1,25	5,86	4,23	1,63	0,314
6	15	„	i	231	612	2249.8	1622.8	627,0	201,2	42,5	1,98	65,9	54,0	11,80	0,576
7	16	„	a	231	612	2502.0	1490,9	1011,1	113,0	42,0	2.03	34,78	25,6	9,18	0,80
8	17	„	a	194	612	1865,0	1131,7	733,3	93,5	48,0	1,55	16.69	12.2	4,49	0,472
9	18	„	i	194	612	1684,5	1256,0	428,5	210,5	49,0	1,49	40,1	33,8	6,30	0,295
10	19	„	a	194	612	1865,0	1150,1	714,9	96,5	47,5	1,59	17,97	13,0	4,97	0,506
11	20	„	a	228	540	1670,0	1070,5	599,5	62,1	49,3	1,47	9,95	7.25	2.70	0,427
12	21	Kl. Dampfmasch.		210	270	675,0	520,0	155,0	46,0	75,0	0,636	1,552	1.27	0,252	0,0537
13	—	Automobil		1100	150	290,0	210.0	80,0	$2,57_2$	116,0	0,266	0,01463	0,0115	0,00313	0,0119
14	—	Groß. Gasmotor 600 PS (Bohrung 1300 mm)		90	1400	4200	2490	1710	4850	(32,1)	(3,47)	(4275)	(3065)	(1210)	(2,45)

a = äußere Stange, i = innere Stange.
Die eingeklammerten Zahlen sind auf Grund einer Schätzung von z bezw. l' ermittelt.

Die in der Zusammenstellung aufgeführten Schubstangen sind in den Fig. 10—21 dargestellt.

(Schluß folgt.)

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers.

Von Diplom-Ingenieur **Otto Schäfer**, Hannover.

Einleitung.

Zur Regelung der Geschwindigkeit von Kraftmaschinen eignen sich solche Vorrichtungen, deren Verhalten sich nach bestimmten Gesetzen mit eben dieser Geschwindigkeit ändert. So wird bekanntlich die Fliehkraft umlaufender Massen sehr häufig dem Bau von Reguliervorrichtungen zugrunde gelegt, weil sie sich im gleichen Verhältnis wie das Quadrat der Winkelgeschwindigkeit ändert. Bei manchen Kraftmaschinen ist die zur Verstellung notwendige Arbeit größer, als sie ein solcher Regler bei der zulässigen Geschwindigkeitssteigerung auszuüben vermag. Man läßt dann die Verstellung durch die Triebwelle der Maschine selbst vornehmen und verlangt von dem Regler nur, daß er die Regelung ein- bezw. ausschaltet. Beispielsweise wird dies, besonders bei Turbinen, so ausgebildet, daß in den durch Pumpen erzwungenen Kreislauf einer Flüssigkeit an einer Stelle durch Fliehkraftregler Widerstände eingeschaltet werden, zu deren Ueberwindung die Pumpen eine höhere Wasserpressung herstellen müssen, welch' letztere dann zur Regelung der Kraftmaschine verwendet werden kann. Solche Vorrichtungen werden zuweilen als hydraulische Regler bezeichnet, sind aber nur Fliehkraftregler mit sog. hydraulischen Relais.

Doch hat man andererseits auch Regler gebaut, welche ihre Wirkungen ohne Zuhilfenahme der Fliehkraft, direkt auf das Verhalten strömenden Wassers gründen und diese mit vollem Recht hydraulische Regler benannt.

Mit solchen Reglern beschäftigt sich die folgende Abhandlung.

Derartige Vorrichtungen sind nicht neu, als die ältesten sind der Schwimmerregler und der Regler von *Schiele* zu

bezeichnen, welche schon 1861 bekannt waren[1]). Der Erstere beruht darauf, daß in einem Gefäß mit Bodenöffnung die Oberfläche des Wassers und damit auch der darauf liegende Schwimmer sich verschieden hoch einstellen, je nachdem die Pumpe, welche das Wasser liefert und welche von der zu regelnden Maschine angetrieben wird, schneller oder langsamer läuft[2]). Der Schwimmer bewirkt die Regelung der Maschine.

Bei dem Regler von *Schiele* wird das Wasser durch eine von der zu regelnden Maschine angetriebene Zentrifugalpumpe unter den Kolben in einen stehenden Zylinder gefördert, aus dem es durch eine kleine Oeffnung in den Saugbehälter zurückfließen kann. Bei gesteigerter Maschinengeschwindigkeit liefert die Zentrifugalpumpe mehr Wasser, der Druck im Zylinder nimmt zu, der Kolben wird verschoben und bewirkt die Regelung der Maschine[3]).

Später sind noch mehrere hydraulische Regler erfunden worden, welche sich zwar alle auf das Verhalten strömender Flüssigkeiten stützen, in ihrer Ausführung aber sehr verschieden sind.

So besteht der Regler von *Napier*[4]) der Hauptsache nach aus zwei mit Schaufeln besetzten, einander nahe gegenüberstehenden Scheiben, ähnlich den offenen Rädern von Zentrifugalpumpen. Die eine Scheibe wird von der zu regelnden Maschine umgetrieben, so daß die in Bewegung gebrachte Flüssigkeit die zweite Scheibe, welche auf die Regelung wirkt, mitzunehmen sucht. Die Welle, auf welcher diese zweite Scheibe befestigt ist, wird aber durch ein Drehmoment — Gewichtsbelastung an einem Hebel — an der Drehung verhindert. Läuft die Maschine und damit die erste Scheibe schneller, so überwindet das strömende Wasser das Drehmoment am Hebel, die zweite Scheibe dreht sich und bewirkt die Regelung. Nimmt die Geschwindigkeit ab, so dreht die Gewichtsbelastung die zweite Scheibe zurück und regelt im entgegengesetzten Sinne.

Rüsch und *Sendtner*[5]) schalten in den Kreislauf einer Flüssigkeit, welcher durch eine von der zu regelnden Maschine angetriebene Zentrifugalpumpe erzwungen ist, einen Zylinder ein, in welchem sich ein Kolben bewegen kann. Nimmt die Geschwindigkeit der Maschine, also auch die der Zentrifugalpumpe zu, so steigt der Wasserdruck in dem Zylinder, der Kolben wird verschoben und bewirkt die Regelung. Ganz ähnlich arbeitet der Regler von *Ribourt*[6]) und der von *Thunderbolt*[7]), welch letzterer nur an Stelle von Flüssigkeit Luft verwendet. Um eine schnellere Drucksteigerung bei Zunahme der Geschwindigkeit zu erhalten, sind bei den zuletzt genannten drei hydraulischen Reglern Drosselvorrichtungen in der Pumpendruckleitung vorgesehen, welche bei *Ribourt* und *Thunderbolt* direkt durch die Drucksteigerung, bei *Rüsch* und *Sendtner* durch den Reglerkolben selbst verstellt werden.

Der Regler von *Payton*[8]) benutzt ebenfalls die in einem Flüssigkeitskreislauf entstehende Druckerhöhung zur Verstellung eines Kolbens; aber dieser Kolben rückt erst eine Vorrichtung ein, die dann ihrerseits die Maschine regelt. Der Regler von *Dean Bros*[9]) ist speziell für Pumpen bestimmt. An den Druckraum der Kolbenpumpe ist ein Zylinder angeschlossen, in dem sich ein Kolben bewegt, der den Dampfzutritt zur Antriebsmaschine regelt.

In D. p. J. 1899, S. 158 habe ich eine andere Anordnung des hydraulischen Reglers vorgeschlagen. Der in Fig. 1—4 dargestellte Zylinder ist in die zum Dampfkessel führende Speiseleitung mittels der Stutzen a und b eingeschaltet. Die Speisepumpe wird direkt von der zu regelnden Maschine angetrieben und sendet ihr Wasser durch a in den Zylinder, von wo es durch b in den Dampfkessel gelangt.

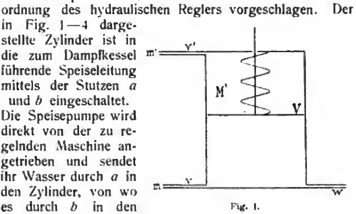


Fig. 1.

Läuft die Pumpe schneller, so liefert sie mehr Wasser, dessen Geschwindigkeit und der Widerstand in der Rohrleitung zwischen b und dem Dampfkessel nehmen zu, damit aber auch die Wasserpressung in dem Zylinder und der Druck auf den Kolben k, so daß dieser den Gegendruck der Zugfedern f und des durch c mit dem Dampfkessel in Verbindung stehenden Wassers überwindet; die Kolbenstange wird verschoben und die Regelung der Maschine besorgt. Um den störenden Einfluß der Stopfbüchsenreibung zu beseitigen, ist der Kolben k mit schrägstehenden Schaufeln so besetzt, daß er durch den bei a eintretenden Wasserstrahl in Drehung versetzt wird. Das durch etwaige Undichtheiten des Kolbens strömende Wasser gelangt durch c direkt in den Dampfkessel.

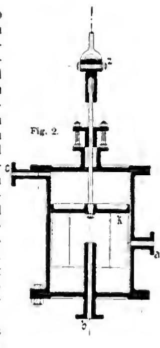


Fig. 2.

Diese an sich einfache Anordnung ist aber nicht ausführbar, weil die Speisepumpe im allgemeinen mehr Wasser liefert, als der Kessel verdampft, und auch, weil bei Verminderung der Leistung die Maschine zwar etwas schneller läuft, aber weniger Dampf verbraucht. Die Pumpe würde also gerade dann mehr Wasser in den Dampfkessel schaffen, wenn weniger Dampf entnommen wird. Wollte man, um der Kesselbedienung die Einhaltung eines gewünschten Wasserstandes im Kessel zu ermöglichen, durch ein Auslaßventil an der Speiseleitung das zuviel gelieferte Wasser ablassen, so würde durch die Regelung dieses Ventils immer eine Rückwirkung auf den Maschinenregler ausgeübt werden, was unzulässig ist. Zur Vermeidung dieser Nachteile kann man den Regler (Fig. 1—4) durch die bei b und c anschließenden Rohrleitungen mit einem Akkumulator verbinden, der sein Druckwasser gedrosselt in den Saug-

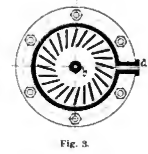


Fig. 3.

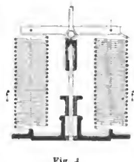


Fig. 4.

---

[1]) Zeitschr. d. V. d. I. 1861, S. 60.

[2]) Nähere Beschreibung und Berechnung siehe *Grashof*: Theoretische Maschinenlehre. I. Auflage, Bd. II, S. 421.

[3]) *Grashof*: Theoretische Maschinenlehre. 1. Auflage, Bd. II, S. 421.

[4]) Engineer 1885, Bd. 50, S. 279 und D. p. J. 1885, Bd. **251** S. 393.

[5]) D. p. J. 1894, Bd. **294**, S. 226.

[6]) Génie civil 1903, Bd. 42, S. 297.

[7]) D. p. J. 1894, Bd. **294**, S. 226.

[8]) D. p. J. 1894, Bd. **294**, S. 226.

[9]) *Uhlands* Prakt. Masch.-Konstr. 1899, S. 205.

windkessel der Pumpe zurückfließen läßt. Dadurch wird der Regler nicht nur für Dampfmaschinen, sondern auch für andere Kraftmaschinen, z. B. Turbinen, verwendbar.

Die Wirkungsweise eines solchen hydraulischen Reglers würde folgende sein: Eine durch die zu regelnde Kraftmaschine angetriebene Kolbenpumpe liefert ihr Wasser durch *a* in den Zylinder (Fig. 1—4), und durch die bei *b* und *c* anschließenden Rohrleitungen nach dem Akkumulator, aus welchem es in den Saugwindkessel der Pumpe zurückfließt. Läuft die Kraftmaschine und damit auch die Pumpe schneller, so wächst mit dem Widerstand in der Rohrleitung *b* auch der Druck unter dem Kolben *k*, dieser verschiebt sich und regelt die Maschine.

Der Akkumulator erhält sein Wasser den Pumpenhüben entsprechend stoßweise, wird also in Schwingungen versetzt werden. Da er aber infolge der Elastizität des Wassers und seiner Wandungen ein elastischer Körper ist, so wird er auch Eigenschwingungen ausführen und es besteht die Möglichkeit, daß zwischen beiden Schwingungen Resonanz eintritt, wodurch das Bestehen der Anlage gefährdet würde. Es soll daher im folgenden untersucht werden:

1. Die Elastizität des Wassers und ihr Einfluß auf die Größe der auftretenden Stöße.
2. Die Eigenschwingungen eines Akkumulators.
3. Die durch die Pumpen veranlaßten Schwingungen.
4. Resonanzerscheinungen zwischen beiden Schwingungen.
5. Soll die Berechnung eines Reglers für einen bestimmten Fall vorgenommen und seine Wirkungsweise näher besprochen werden.

(Fortsetzung folgt.)

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907 (s. d. Bd. S. 278).

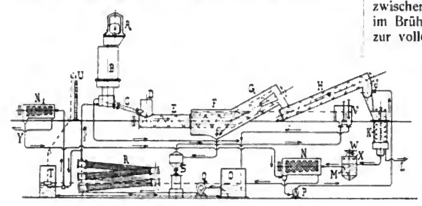
Von k. k. landw. techn. Konsulent **A. Stift** (Wien).

Das *Steffen*sche Brühverfahren kann den Ruhm für sich beanspruchen, wohl zu den strittigsten Verfahren der Gegenwart zu gehören. Als es vor ungefähr fünf Jahren bekannt wurde und dann in einigen deutschen Zuckerfabriken Eingang gefunden hatte, wollte man nach dem Urteile einiger Anhänger schon vermeinen, daß für das alte Diffusionsverfahren bald die letzte Stunde gekommen sein würde. Damit hat es allerdings noch seine guten Wege, da das *Steffen*sche Verfahren in Deutschland bis jetzt nur in acht Fabriken in Anwendung steht und die anderen zuckerrübenbauenden Staaten, mit Ausnahme Schwedens, aus verschiedenen, hauptsächlich wirtschaftlichen Gründen noch sehr zurückhaltend sind. *Steffen* will bei seinem Verfahren einerseits durch Herstellung eines zuckerreichen Futters den Zuckermarkt entlasten (ohne jede Einschränkung der Rübenverarbeitung), daher zur Sanierung der Zuckerindustrie beitragen, durch Verbilligung der Zuckererzeugung (weniger Saft, dafür aber konzentrierter und reiner) eine namhaft höhere Verwertung der Rübe ermöglichen und anderseits die unangenehmen Abfallwässer der Zuckerfabriken in Wegfall bringen. Nach seinem Verfahren werden die Rüben grob geschnitzelt, mit siedend heißem Rübensaft vermischt und hiernach abgepreßt, wodurch Preßrückstände von hohem Trockensubstanzgehalt und hohem Eiweißgehalt erhalten werden. Diese Preßrückstände lassen sich leicht trocknen und liefern ein ausgezeichnetes Futter mit 30—38 v.H. Zucker. Der abgepreßte Saft wird in üblicher Weise weiter verarbeitet.

Mit dem *Steffen*schen Brühverfahren wurden auch verschiedene Fragen aufgerollt und in eingehender, ja oft sogar leidenschaftlicher Weise erörtert. Während die Anhänger des Verfahrens behaupteten, daß bei der üblichen Diffusionsarbeit die Höhe der unbestimmbaren Zuckerverluste selbst bis auf $1^1/_2$ v. H. und noch höher steigen könne, Verluste, die bei dem Brühverfahren infolge Art und Weise der Durchführung naturgemäß überhaupt nicht eintreten können, setzten dieser Behauptung die Gegner dieses Verfahrens die auf zahlreiche eingehende Versuche begründete Feststellung entgegen, daß bei einer sorgfältig durchgeführten Diffusion die unbestimmbaren Zuckerverluste nur 0,1—0,2 v. H. betrügen, daher die Zuckerausbeute bei dem ersteren Verfahren keine höhere als bei dem üblichen Diffusionsverfahren wäre. Da der Widerstreit der Meinungen bis in die letzte Zeit nicht verstummen wollte, so wurde in den Kreisen der Zuckertechniker allseitig der Entschluß des Vereins der Deutschen Zuckerindustrie, durch eine eigene Kommission das *Steffen*sche Brühverfahren gegenüber dem Diffusionsverfahren zwecks Feststellung der bei diesen Fabrikationsmethoden erzielten Ausbeuten usw. zu prüfen, mit Befriedigung begrüßt. Die Prüfung wurde in der Zuckerfabrik *Elsdorf* durchgeführt, nachdem seitens der Kommission vorher das Arbeitsprogramm über die Art der Versuchsanstellung, der Durchführung der chemischen Betriebskontrolle usw. genau festgestellt worden war. Die Dauer eines jeden Versuches wurde nur auf drei Tage und drei Nächte festgestellt, da man die Gefahr zufälliger Störungen der Versuche sowie ein Nachlassen in der Sorgfalt zufolge Uebermüdung einzelner Personen tunlichst vermeiden wollte. Der in dankenswerter Schnelligkeit erschienene[1]) und seitens der Kommissionsmitglieder *Koenig, Preißler, Nickel, Rössiger, Wagner, Weiland, Zscheye* und *Herzfeld* gezeichnete umfangreiche Bericht schildert in eingehender Weise die Fabrikseinrichtung, den Gang der Verarbeitung bei beiden Verfahren und schließlich die durchgeführte Kontrolle unter Angabe der angewandten Verfahren und Prüfungsapparate, erhaltenen Zahlen und Bilanzziffern. Die Prüfung begann am 9. Dezember 1906, 6 Uhr abends, mit dem Diffusionsverfahren, wurde am 12. Dezember 5 Uhr nachmittags abgebrochen, worauf die Batterie tunlichst abgesüßt, sämtlicher gewonnener Saft noch auf Dicksaft verkocht, die Verdampfapparate gespült und ausgekocht wurden und dann nach dieser 14stündigen Pause am 13. Dezember, morgens 7 Uhr der Brühversuch seinen Anfang nahm, der am 16. Dezember, morgens 6 Uhr seinen Abschluß fand. Die Zuckerfabrik *Elsdorf* verarbeitete bis zur Kampagne 1905 bis 1906 mit dem Diffusionsverfahren ungefähr 16000 Zentner Rüben in 24 Stunden und führte zu Anfang der Kampagne 1906/07 das *Steffen*sche Brühverfahren ein, dessen Leistung auf 10000 Zentner in 24 Stunden bemessen wurde, sich aber in der Folge als höher herausstellte, da die Fabrik bis zum Beginn der Prüfung in kombinierter Weise 7000 Zentner Rüben mittels Diffusion und 11000 Zentner nach *Steffen* verarbeitete. Von Interesse ist hier die Beschreibung der Durchführung des *Steffen*schen Verfahrens, wie es in Elsdorf geübt wird an Hand von Fig. 1. Die zur Verarbeitung gelangenden Rüben gehen zuerst über eine selbsttätige, auf 500 kg Gewicht eingestellte

[1]) Die Deutsche Zuckerindustrie 1907, 32. Jahrgang, S. 193

Chronoswage *A*, fallen aus derselben in zwei abwechselnd arbeitende Schneidmaschinen *B* mit wagerecht liegender Schneidschnecke und glatten Messern, an welche sie durch eine *Putsch*sche Andrückvorrichtung angepreßt werden. Hierdurch werden Scheiben von durchschnittlich $1^1/_2$ mm Dicke erzielt, die durch eine Auswurfvorrichtung in die Schwemme *C* (geschlossenes Rohr von 350 mm Durchm.) geworfen und aus dieser mittels heißen Zirkulationsrohsaftes in den Brühtrog *D* geschwemmt werden. Der Raum unter den Schneidscheiben ist zum Teil offen und mit Saftbrüden von einer Temperatur von ungefähr 50° C erfüllt. Der Brühtrog besteht aus drei Teilen *E*, *F* und *G*. Der erste Teil *E* ist ein geschlossener, wagerecht liegender Zylinder, bei dem an dem einen Ende der Schwemmsaft samt Schnitzeln eintritt und die ganze Füllung durch ein Rührwerk durchgemischt wird. Der zweite Teil *F* ist ebenfalls ein liegender Zylinder, der sich dicht auf derselben Welle an den ersten Teil anschließt. Dieser Zylinder ist aus durchlochtem Blech, wodurch der Saft von den Schnitzeln getrennt wird, hergestellt und in einen Saftkasten eingebaut. Der dritte Teil *G* des Brühapparates ist ebenfalls zylindrisch, unter einem rechten Winkel der Achse des ersten und zweiten Teiles und außerdem ansteigend gelagert. Dieser Körper besteht gleichfalls aus einem gelochten Blech, ist innen mit einer Vollschnecke ausgestattet und im denselben Saftkasten wie *F* eingebaut. In dem Teil *G* werden die Schnitzel aus dem Saft gehoben und so davon getrennt. Der Teil *G* ist an seinem oberen Ende als Vorpresser ausgebildet, indem die Schnecke verstärkt ist. Von hier fallen die vorgepreßten Schnitzel in die zweite, schräg ansteigende Transportschnecke *H*, die bei Syruprücknahme als Einmaischschnecke dient, und aus ihr in die Verteilungsschnecke *I* über den fünf *Bromberger*-Pressen *K*. Die abgepreßten Schnitzel werden bei *L* durch eine Sammelschnecke und einen Rechentransporteur (in der Zeichnung nicht mehr angegeben) von 70 cm Rechenabstand nach der *Büttner-Meyer*schen Schnitzeltrocknung befördert. Der abgepreßte Saft geht durch den Schaumzerstörer *M*, einem stehenden Zylinder, der bei *W* mit Dampf- und Wasserbrause versehen ist, und in welchen für gewöhnlich, jedoch nicht während der Versuchsdauer, die Schlammabsüßwässer bei *X* zugeführt werden. Aus diesem Schaumzerstörer gelangt der Preßsaft in den zylindrischen, rotierenden Pülpefänger *N* und aus diesem in ein Sammelgefäß *O*. Die Pülpe wird ständig durch eine zwangsläufig arbeitende kleine Rotationspumpe *P* in die Verteilungsschnecke *I* über den Pressen zurückgeführt. Im Sammelgefäß mischt sich der Preßsaft mit dem übrigen Zirkulationsaft, mittels Zentrifugalpumpe *Q* wird er durch den Schnellstromvorwärmer *R* aus vier Elementen von 217 qm Heizfläche getrieben, von denen die unteren drei Niederdruckelemente sind, heizbar mit Brüden vom ersten Körper und Rückdampf, und der vierte (oberste) ein Hochdruckvorwärmer ist, heizbar mit Rückdampf und direktem Dampf.


U Schwimmerskala. V Saftreguliergefäß. Y zur Saftscheidung.
Fig. 1. Schema der Steffenschen Brühanlage (Zuckerfabrik Elsdorf).

Nach Angabe der Fabriksleitung ist man jedoch bisher vollständig ohne den Hochdruckvorwärmer ausgekommen. Die Elemente des Vorwärmers sind schräg gelagert. Der auf 92—97° angewärmte Saft geht nun nach der bereits beschriebenen Brühschwemme *C*. An der Rohrleitung zur Schwemme befindet sich jedoch eine Abzweigung, durch welche der überschüssige Saft, nachdem er zunächst nochmals einen Pülpefänger N_1 derselben Konstruktion, wie der früher erwähnte *N*, passiert hat, zur Scheidung geführt wird. Die fernere Behandlung ist genau die nämliche wie die des Diffusionssaftes, mit dem der Brühsaft für gewöhnlich vermischt verarbeitet wird. Die 6—7fache Menge Brühsaft auf Schnitzel wird zum Einbrühen verwendet, die Ausgleichstemperatur im Brühtrog schwankt zwischen 82 und 85° C, die Schnitzel bleiben 3 Minuten im Brühtrog und die Zurücklegung des ganzen Weges bis zur vollendeten Abpressung dauert etwa 10 Minuten, wobei die Temperatur höchstens um 5—6° sinkt. Der Zirkulationssaft geht aus dem unteren Teil des Kastens der Teile *F* und *G* des Brühapparates gemischt durch einen zylindrischen, geschlossenen Sandfänger *S*, darauf in ein offenes Ueberlaufgefäß *T*, durch welches der Saftstand des Brühtroges reguliert wird, und nun zurück in den Sammelkasten O, in den der Preßsaft tritt, von da also mit letzterem zusammen wieder in den Vorwärmer *R*. Der Beginn der Arbeit geschieht mit heißem Wasser, ebenfalls die Verdünnung, soweit das Absüßwasser nicht reicht. Während des Versuches ist jedoch auch hier nur mit frischem Wasser gearbeitet worden. Die ganze Brühanlage wird von zwei Elektromotoren (60 und 90 PS) betrieben. An dem kleinen Motor hängen Rübentransporteur, Schneidmaschine, wagerechter Teil des Brühtroges, Zentrifugalpumpen und kleinere Antriebe, am größeren der hintere Teil des Brühtroges (Schnecken mit Vorpressung), die fünf Pressen und der Transport der Schnitzel vor und hinter den Pressen bis zum Rechentransporteur.

Da die weitere Verarbeitung der nach den beiden Verfahren gewonnenen Säfte (Scheidung, Filtration und Verdampfung) in der üblichen Weise durchgeführt wurde, so bietet sie keinen Anlaß zu besonderen Bemerkungen. Da ferner auch die analytischen Daten und Untersuchungsmethoden hier nicht weiter von Interesse sind, so sollen nur die wesentlichen Schlüsse hervorgehoben werden, die die Kommission aus den Ergebnissen ihrer Arbeiten gewonnen hat: 1. Der maschinelle Betrieb ging bei beiden Verfahren ohne Betriebsstörung von statten, die Saturationen verliefen durchwegs völlig glatt, wie ferner auch die Schlammpressenarbeit, sowie die Arbeit auf der Verdampfstation anstandslos und gut durchgeführt wurden. 2. Wesentlich verschieden war aber die Beschaffenheit der Dicksäfte, da der Dicksaft vom Diffusionsverfahren stark schäumte, nur mäßig helle Farbe besaß und mit dem üblichen Rübengeruch und -Geschmack behaftet war, während der andere Dicksaft fast gar nicht schäumte, wesentlich heller war und einen auffallend aromatischen Geruch und Geschmack aufwies. 3. Beim Diffusionsverfahren wurden 15,67 v. H. Zucker durch die Rüben eingeführt und insgesamt 15,48 v. H. Zucker in den unterschiedlichen Produkten wieder nachgewiesen, so daß sich ein Verlust von 0,19 v. H. Zucker ergab, während beim Brühverfahren 14,81 v. H. Zucker durch die Rüben eingeführt und insgesamt 15,29 v. H. Zucker nachgewiesen wurden, so daß das Brühverfahren um 0,48 v. H. Zucker mehr ergab, als durch die Rüben eingeführt worden ist. Dieses Plus hat keine Aufklärung gefunden und gibt nach der Ansicht der Kommission einen Ansporn zur Wiederholung derartiger Versuche. Speziell zum Brühverfahren bemerkt die Kommission noch folgendes: 1. Die ursprüng-

lich von der Kommission gestellten Bedingungen, den Zucker in den Rohsäften und abgepreßten Brühschnitzeln zu bestimmen, statt in den Dicksäften und Zuckerschnitzeln, erwiesen sich als undurchführbar. 2. Der Betrieb des Brühverfahrens machte einen fertigen und einnehmenden Eindruck, da die Anlage schön, leicht übersichtlich und zweckentsprechend hergestellt ist. Die Saftbrüden, welche den Raum der Brühanlage zur Versuchszeit in lästiger Weise erfüllten, werden durch Entnebelungsanlagen zu beseitigen sein. 3. Die Beseitigung der Pülpe, die erfahrungsgemäß bei der Schlammpressenarbeit sehr störend und auf die Beschaffenheit der Säfte sehr verschlechternd wirken kann, war während der Versuchszeit gut gelungen. 4. Die zur Abpressung der gebrühten Rübenschnitzel dienenden Pressen arbeiteten mit starkem Kraftverbrauch, aber sonst befriedigend. Die Trockensubstanz der abgepreßten Brühschnitzel betrug 30—33 v. H., der Zuckergehalt 9—12 v. H. 5. Die Trocknung der abgepreßten Zuckerschnitzel verlief in der *Büttner-Meyer*schen Anlage genau so wie anderwärts die Trocknung von ausgelaugten Schnitzeln nach dem Diffusionsverfahren. Der hier gewonnene Prozentsatz = 9,67 v. H. Zuckerschnitzel auf Rüben und der Zuckergehalt der Zuckerschnitzel = 27,78 v. H. bei 86,28 v. H. Trockensubstanz sind verhältnismäßig niedrige, weil die Rübenschnitzel etwas stärker als sonst entzuckert wurden. 6. Der Gesamtkraftverbrauch in der Brühanlage ist ein sehr hoher. 7. Nach der Ansicht der Kommission ist bei der Ausbildung des Verfahrens in anbetracht der verhältnismäßig kurzen Zeit seines Bestehens ganz erhebliches geleistet worden, wofür die Kommission dem Erfinder und allen übrigen Beteiligten ihre Anerkennung ausspricht.

Für jeden Fachmann, der das Protokoll aufmerksam gelesen, manche auffällige Zahl gefunden hatte und endlich zu der merkwürdigen Bilanz gekommen war, war es klar, daß dieses Protokoll Gegenstand von Erwiderungen und Angriffen werden mußte. Dies ist auch in sehr kurzer Zeit und ausgedehnter als dies vielleicht die Mitglieder der Kommission erwartet hatten, geschehen. Den Reigen eröffnet *v. Lippmann*[2]), welcher den Kommissionsbericht einer scharfen Kritik unterzieht, den Gewinn von 0,48 v. H. mehr Zucker als in der Rübe enthalten war, als einen unmöglichen bezeichnet und weiterhin erklärt, daß die Kommission angesichts eines solchen Resultats hätte klar und deutlich aussprechen sollen, daß die Versuche keinen definitiven Wert besitzen, sondern nur als Vorproben anzusehen sind, durch die man erst auf die Schwierigkeiten und Fehlerquellen solcher Versuche aufmerksam geworden ist, die nun in Zukunft mit besserer Aussicht auf Erfolg angestellt werden können. Weiterhin bemerkt *v. Lippman*[3]) daß die von den Anhängern des Brühverfahrens behaupteten Vorteile dieses Verfahrens gegenüber dem Diffusionsverfahren noch in keiner Weise bewiesen worden sind, und meint schließlich, man werde sich bald über die Möglichkeit wundern, aus der Rübe mehr Zucker zu erzielen als sie enthält, im Jahre 1907 noch ernstlich gestritten zu haben. *Schnell*[4]) spricht sich dahin aus, daß die mitgeteilten Resultate die Frage eher noch verwirrt als geklärt hätten und daß es daher notwendig wäre, die Versuche unter peinlichster chemischer Kontrolle und geändertem Arbeitsprogramm so bald als möglich zu wiederholen; ferner kritisiert er die angewendeten Untersuchungsmethoden und weist rechnerisch nach, daß die Bilanzen beider Versuche eine Reihe fehlerhafter Zahlen enthalten

und daß gerade beim Brühverfahren die meisten und größten Fehler vorgekommen sind. *Weisberg*[5]) wirft der Kommission schwere Fehler vor und erachtet eine Wiederholung der Versuche als notwendig, welcher Ansicht auch *Saillard*[6]) ist, mit dem Hinweise darauf, daß bei der Wiederholung der Versuche die Bestimmung des durch die Rüben eingeführten Zuckers durch die heiße wässerige Digestion notwendig erscheint. *Légier*[7]) meint sarkastisch, daß er, wenn er eine beratende Stimme in der Kommission gehabt, es dann als Zeitverschwendung bezeichnet hätte, einen so umfangreichen Bericht herauszugeben, um so mehr als es feststehend ist, daß die Untersuchungen keine Aufklärung über den Wert des Verfahrens gebracht haben. *Leon Pellet*[8]) kritisiert die angewendeten Untersuchungsmethoden und bemerkt, daß der beim Brühverfahren konstatierte Zuckergewinn in keiner Weise wissenschaftlich bewiesen ist. Auch *Aulard*[9]), welcher sonst dem Brühverfahren sympathisch gegenüber steht, bestreitet ebenfalls, daß man im praktischen Betriebe mehr Zucker aus der Rübe gewinnen könne als diese enthält, und macht für dieses Resultat ebenfalls die Untersuchungsmethoden verantwortlich, welcher Ansicht sich auch *Henri Pellet*[10]) anschließt und den angeblichen Mehrgewinn an Zucker auf Kondensation des Brüdens an den zur Probe entnommenen Rübenschnitten zurückführt, wofür er in der Praxis, falls ihm *Steffen* dazu Gelegenheit gibt, den Beweis erbringen will. Frische Rübenschnitte, selbst nur ganz kurze Zeit heißen Brüden ausgesetzt, kondensieren nämlich eine erstaunliche Menge Wasser, und zwar leicht 1 bis 3 v. H., was bei 16—17 v. H. Zuckergehalt 0,15 bis 0,50 v. H. zu wenig Zucker ergeben kann, der dann anscheinend als Mehrgewinn auftritt; wäre ein solcher Mehrgewinn wirklich vorhanden, so müßten die Brühsäfte (und diese Einwendung *Pellet*s ist besonders beachtenswert) auch ganz außergewöhnlich hohe Reinheiten besitzen, was aber die Erfahrung nicht bestätigt hat. In einer weiteren Mitteilung kommt *Pellet*[11]) zu dem Schlusse, daß man weder mit dem *Steffen*schen Verfahren noch mit irgend einem ähnlichen Verfahren ein Mehr von wiedergefundenem Zucker erhält. *Pellet* rechnet auf Grund der Angaben der Prüfungskommission nur ein Mehr von 0,39 v. H. bei dem *Steffen*schen Verfahren, und diese Menge wird genügend erklärt mit der Reduktion des Gehaltes der frischen *Steffen*-Schnitzel, durch die Kondensation des Dampfes und mit der unsicheren Zuckerbestimmung in den *Steffen*schen Trockenschnitzel. *Deltour*[12]) anerkennt gleich *Pellet* den Einfluß der Brüden auf die Rübenschnitte, rechnet aus den *Elsdorfer* Versuchen nur ein Plus von 0,27 v. H. Zucker und ist ebenfalls der Ansicht, daß dieses Plus bei Berücksichtigung des Einflusses der Brüden verschwinden würde. Aus dieser Zusammenstellung ist zu entnehmen, daß die französischen Fachmänner in erster Linie die Untersuchungsmethoden für den Ausfall der Prüfung verantwortlich machen. Derselben Ansicht ist auch *Thiel*[13]), Direktor der Zuckerfabrik Stendal, welcher nach der Arbeit dieser Fabrik wohl herausgerechnet hat, daß bei dem *Steffen*schen Verfahren mehr Zucker gewonnen wird als

[2]) Chemikerzeitung, Repertorium, 1907, 31. Jahrg., S. 104.

[3]) Die Deutsche Zuckerindustrie 1907, 32. Jahrg., S. 338.

[4]) Zentralblatt für die Zuckerindustrie 1907, 15. Jahrgang, S. 652 und 759.

[5]) Journal des Fabricans de sucre 1907, 48. Jahrg., No. 11.

[6]) Cir. hebdom. du Syndicat 1907, No. 938.

[7]) Sucrerie indigène et coloniale 1907, 69. Jahrg., S. 317.

[8]) Ebenda S. 321.

[9]) Ebenda S. 353.

[10]) Ebenda S. 295 und 357.

[11]) Die Deutsche Zuckerindustrie 1907, 32. Jahrg., S. 369 und 384.

[12]) Sucrerie Belge 1907, 35. Jahrgang, S. 361.

[13]) Die Deutsche Zuckerindustrie 1907, 32. Jahrgang, S. 237

nach der Untersuchung der Rüben eingeführt worden ist, die Ursache dieser Erscheinung aber in den falschen Untersuchungsmethoden sucht. Von den Mitgliedern der Prüfungskommission hat sich *Herzfeld*[14]), der wohl als der wissenschaftliche Leiter der Versuche anzusehen ist, dahin ausgesprochen, daß die Prüfung eine außerordentlich mühsame gewesen sei und sich die Kommission alle Mühe gegeben habe; bezüglich des zuviel gewonnenen Zuckers um den Betrag von 0,48 v. H. ist es ihm gelungen festzustellen, daß hier Fehler analytischer Natur unterlaufen sind und außerdem auch beim Brühverfahren die Arbeit nicht so regelmäßig wie beim Diffusionsverfahren gegangen ist. *Weiland*[15]), ebenfalls Mitglied der Prüfungskommission, bezeichnet die Prüfungsarbeiten als einwandfrei und zuverlässig, steht aber auf dem Standpunkt, daß, da einmal nicht mehr Zucker gewonnen werden kann, als in der Rübe enthalten war, das verarbeitete Rübenmaterial zweifellos mehr Zucker enthalten haben muß, als selbst durch die heiße wässerige Digestion (als sicher anerkannte Methode) ermittelt worden ist. Da *Weiland* mit dem Ergebnis der Prüfung nicht zufrieden gewesen ist, so hat er sich bemüht, eine einfache und stichhaltige Erklärung für den scheinbar mehr gewonnenen Zucker zu finden und ist ihm dies, wie er glaubt, in befriedigender Weise gelungen; leider hat er sich die Bekanntmachung der Erklärung für einen späteren Zeitpunkt vorbehalten. Daß die Anhänger und Interessenten des Brühverfahrens mit dem Resultate der Prüfung sehr zufrieden sind, ist begreiflich. So bemerkt *Scheidt*[16]), Direktor der Zuckerfabrik Elsdorf, daß die Versuche von rein wissenschaftlichem Standpunkt aus allerdings nicht einwandfrei sind, trotzdem aber die erhaltenen Resultate für einen Vergleich des praktischen Wertes des geprüften Verfahrens brauchbar erscheinen. *Scheidt* steht auf dem Standpunkt, daß das Brühverfahren dem gewöhnlichen Diffusionsverfahren überlegen ist und daß eine erneuerte Prüfung nur das Resultat bringen kann: Je nach den angewendeten Zuckerbestimmungsmethoden wird man vielleicht weniger oder auch keinen „Pluszucker“ finden, aber eine Differenz in der Zuckerausbeute zu Gunsten des Brühverfahrens in mindestens der gleichen Höhe, wie sie die Kommission in Elsdorf festgestellt hat. Ferner verweist er auf die praktischen Erfahrungen der kombiniert mit Diffusion und dem Brühverfahren arbeitenden Zuckerfabriken Euskirchen und Elsdorf, welche ergeben haben, daß aus gleichwertigen Rüben an Polarisationszucker in Rohzucker, Melasse und Zuckerschnitzel beim Brühverfahren über ein Prozent mehr gewonnen worden ist als in Rohzucker und Melasse bei der Diffusion. Diese Betriebsresultate sind daher ein unumstößlicher Beweis dafür, daß in den von der Kommission veröffentlichten Betriebsresultaten irgend in Betracht kommende Fehler, relativ betrachtet, nicht enthalten sein können. Eine eingehende Debatte rief schließlich das *Steffen*sche Brühverfahren auf der Generalversammlung des Vereins der Deutschen Zuckerindustrie am 16. Mai d. J. in Berlin hervor, wo *Herzfeld* den Gegenstand mit der Besprechung der Elsdorfer Versuche einleitete. Da über diese Verhandlungen bei Schluß vorliegender Zusammenstellung noch keine eingehenden Mitteilungen vorliegen, so kann nur auf einen kurzen Bericht Bezug genommen werden, der sich folgendermaßen äußert[17]): „Endgiltige Klärung hat die Besprechung indessen nicht gebracht, da die Meinungen über die in Elsdorf beobachteten Erscheinungen und ihre Ursachen noch sehr weit auseinander gehen und jedenfalls noch fernere Erfahrungen, und womöglich auch fernere Versuche im großen wünschenswert sind, um über die strittigen Punkte hinwegzukommen und die verschiedenen, anscheinend zuweilen etwas kühnen Erklärungshypothesen spruchreif zu machen; in finanzieller Hinsicht war man von mehreren Seiten des Lobes voll, während von anderen wieder angezweifelt wird, ob es möglich sei, die Zuckerschnitte dauernd zum erforderlichen Preise zu verkaufen und sie zu diesem in der landwirtschaftlichen Praxis auch wirklich zu verwerten.“ Diese wenigen Worte kennzeichnen prägnant den Stand des so vielfach besprochenen und jetzt tatsächlich im Mittelpunkte des Interesses stehenden *Steffen*schen Brühverfahrens.

[14]) Die Deutsche Zuckerindustrie 1907, 32. Jahrgang, S. 218.

[15]) Die Deutsche Zuckerindustrie 1907, 32. Jahrg., S. 340.

[16]) Zentralblatt für die Zuckerindustrie 1907, 15. Jahrgang, S. 732 und 786.

[17]) Chemikerzeitung 1907, 31. Jahrgang, S. 531.

(Fortsetzung folgt.)

Der Kaimauerbau in Rotterdam.

Von **F. Kerdyk**, Laren N. H.

(Schluß von S. 604 d. Bd.)

Schon im Jahre 1894, als man zum ersten Male Pfähle durch die mit Sand ausgefüllten Reisigwerke einrammen mußte, stellte es sich heraus, daß die holländische Ramme diese schwierige Arbeit nicht ausführen konnte und man seine Zuflucht zu einer leistungsfähigeren *Morrison*-Ramme nehmen mußte. Auch die bis dahin gebräuchlichen Tannenpfähle waren den höheren Anstrengungen oft nicht mehr gewachsen, sondern wurden beim Einrammen öfters zerschlagen, so daß man zum Gebrauch des widerstandsfähigeren pitch pine überging. Dabei war es aber notwendig, festzustellen, welche Tragkraft man diesen amerikanischen Pfählen zutrauen konnte, die gewöhnlich mit einem Querschnitt von 40 × 40 cm im Handel zu haben sind. Für Tannenpfähle von 30 cm Durchm. hatte man bis dahin ein Tragvermögen von 10000 kg angenommen. Zur Erlangung von zuverläßlichen Grundlagen wurde eine Versuchseinrichtung geschaffen, bei der die 12 m langen Pfähle in ein Reisigwerk eingerammt und dann mittels einer hydraulischen Presse belastet wurden. Aus einer längeren Versuchsreihe sind die Ergebnisse zweier typischer Beispiele herausgegriffen und in Fig. 11 und 12 die Beziehungen zwischen Belastung in kg und der zugehörigen Senkung des Pfahles in mm graphisch dargestellt. Ueber eine beträchtliche Länge des Diagramms nimmt die Senkung ungefähr proportional mit dem Belastungsdruck zu. Wird der Pfahl am Schlusse dieses Abschnitts ent-

Fig. 11. Belastung eines pitch pine-Pfahles.

lastet, so kehrt er fast genau in die ursprüngliche Lage zurück. Diese Lastgrenze, die als Elastizitätsgrenze bezeichnet sein möge, wird bei den pitch pine-Pfählen bei einer Belastung zwischen 150000 und 160000 kg erreicht. Steigert man die Belastung über dieses Maß hinaus, so nimmt die Senkung unverhältnismäßig zu, bis schließlich bei etwa 190000 oder 200000 kg ein Punkt erreicht wird, bei dem der Pfahl immer weiter sinkt ohne weitere Belastungszunahme. Bei gesunden Tannenpfählen lag dieser

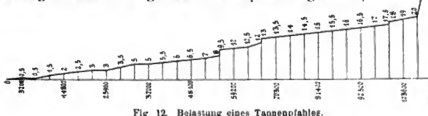


Fig. 12. Belastung eines Tannenpfahles.

Punkt bei 110000 kg, bei zerschlagenen Tannenpfählen schon zwischen 50000 und 70000 kg. Nimmt man als Sicherheitskoeffizienten 4,5 an, was mit Hinsicht auf die mit Tannenpfählen gemachten Erfahrungen erlaubt ist, so können die amerikanischen Pfähle mit etwa 45000 kg belastet werden. Untersucht man die vorderen Pfähle der Kaikonstruktion auf Knickung, so kann man das Tragvermögen eines senkrechten Pfahles vom Querschnitt 36 × 36 cm bei einer freien Knicklänge von 8 m auf 260000 kg annehmen, was bei der Belastung von 45000 kg eine sechsfache Sicherheit ergibt. Da außerdem der Pfahlkopf wohl als eingeklemmt betrachtet werden darf, so beträgt die Sicherheit auf Knickung wohl das doppelte.

Ein bedeutender Fortschritt war ferner die Ersetzung der hölzernen Flurkonstruktion durch eine solche aus Betoneisen. Mittels ⊔-Eisen wird längs und über den Pfahlköpfen ein starkes Gerüst zusammengebaut, auf welches man einen Bodenbelag

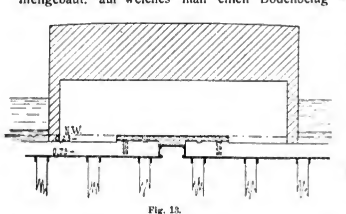


Fig. 13.

aus verhältnismäßig dünnen Brettern befestigt, der eine etwa 50 cm dicke Betonschicht trägt.

Nimmt man an, daß der Kai durch Handelsgüter mit 7000 kg/qm belastet wird, zählt man dieses Gewicht zu dem Eigengewicht der Kaikonstruktion, und rechnet man auf eine Belastung für jeden Pfahl von 45000 kg, so findet man, daß die Pfähle in gegenseitigen Abständen von 1,95 × 1,60 m eingerammt werden müssen.

Die oben beschriebene Eisenbetonflur wird in der Taucherglocke hergestellt. Fig. 13 zeigt, wie die einzelnen Teile dieses Bodens nachher ebenfalls im Caisson miteinander verbunden werden.

Was den Bau der eigentlichen Kaimauer selbst betrifft, so sei noch erwähnt, daß man den anfänglich dazu benutzten Basalt der inzwischen gestiegenen Preise wegen schließlich nur für die äußere Verblendung benutzte und den übrigen Teil aus im Wasser schnell erhärtendem Beton herstellte. Um möglichst schnell und genau arbeiten zu können, werden die Betonblöcke im Gewichte von 30 t so hergestellt, daß sie mit Nut und Feder ineinander greifen. Ein besonders zu dem Zweck konstruierter Schwimmkran, der acht Blöcke zugleich mitführen kann, bringt die fertigen Blöcke an Ort und Stelle.

Zum Vertauen der Schiffe werden vor der Mauer besondere Pfähle geschlagen, damit die Schiffe keinen Zug auf die Kaikonstruktion selbst ausüben können.

Die Kosten eines Kaies nach der zuletzt beschriebenen Bauart betragen etwa 2500 M. f. d. l. Meter bei einer Tiefe unmittelbar vor der Mauer von 8,5 m.

Bevor wir zu den modernen Betoneisenkonstruktionen übergehen, sei noch ein Kaiausbau am Wilhelminahafen erwähnt, wie er in Fig. 14 wiedergegeben ist. Der ursprüngliche Kai war nur für Schiffe mit 6,50 m Tiefgang bestimmt und sollte nun auch für solche mit 8,50 m dienen. Am bequemsten konnte dies mittels eines 4,5 m breiten Vorbaues erreicht werden, der innig mit der alten Mauer verbunden wurde. Bemerkenswert ist die Tatsache, daß das vollständige Bauwerk: der ursprüngliche Reisigdamm, die alte Kaimauer und der Vorbau zusammen kaum die Kosten einer neuen, aus einem Guß gebauten Mauer erreichten.

Obwohl die in Fig. 10 in ihrer besten Form dargestellte Bauart für die Mehrzahl der Fälle auch in Zukunft als die meist ökonomische und zweckmäßige angesehen wird, so ist man doch in den letzten Jahren durch besondere

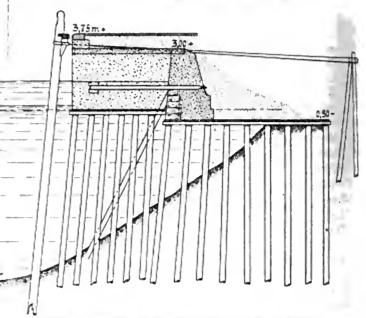


Fig. 14. Verbreiterte Kaimauer längs dem Wilhelminakai.

Umstände dazu veranlaßt, auch zu Betoneisenkonstruktionen überzugehen, von denen Fig. 15 die erste Ausführung zeigt. Unter Hinweis auf die eingehende Beschreibung in D. p. J. 1906, S. 488—489 sei hier nur kurz vollständigkeitshalber erwähnt, daß eine Kaimauer, die bedenkliche Verschiebungen zeigte und drohte, vornüber zu fallen, ausgebessert wurde, indem man den gefährdeten Teil durch Eisenbetontroge überbrückte, welche hinten auf der alten Konstruktion, vorne auf neu eingerammten Pfählen ruhen. Die in der Abbildung dargestellte Knickung der alten Pfähle ist selbstverständlich nur eine Voraussetzung, der Zustand konnte nicht festgestellt werden. Die alte Mauer war an der ungünstigsten Stelle 1,75 m nach vorne gekommen. Die Ausbesserung kostete etwa 1300 M. f. d. l. Meter und kam ohne Schwierigkeiten zustande.

Die beschriebene Ausbesserung führte auf den Gedanken, auch für Neubauten in ähnlicher Weise den Eisenbeton zu Hilfe zu ziehen, um so mehr als das Bedürfnis nach an tiefem Wasser gelegenen Kais so sehr zunahm, daß man der Nachfrage mit der üblichen Bauweise nicht

mehr genügen konnte. Besonders erwünscht war es, die Reisigdämme, die so viel Zeit für ihre Erhärtung beanspruchten, überflüssig zu machen. Man entschloß sich, vorläufig versuchsweise Eisenbetontroge auszuführen, die unmittelbar auf dem Sande ruhen und die ohne Pfähle als Unterbau für die Kaimauern dienen. Der Fuß dieser Troge

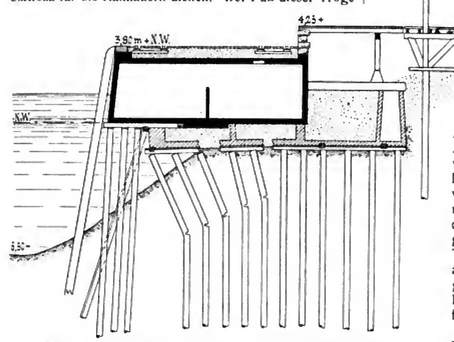


Fig. 15. Ausbesserung der Kaimauer längs der Ostseite des Eisenbahnhafens.

wurde auf 9,50 m unter Niedrigwasser entworfen, damit bei einer Tiefe von 8,5 m der Fuß noch von Sand bedeckt wird. Da die Troge mit Hinsicht auf den weiteren Aufbau bei Niedrigwasser noch 0,5 m trocken liegen sollen, war ihre Gesamthöhe auf 10 m festgelegt. Die beiden ersten Troge (Fig. 16, 17 u. 18) wurden in dem der Gemeinde gehörenden Schwimmdock hergestellt und schließlich in schwimmendem Zustand an die gewünschten Stellen gebracht. Da sie nicht stabil waren, mußte man sie mit Beton beschweren, was jedoch einen zu großen Tiefgang herbeiführte, der mittels angebundener Leichter verringert wurde.

Nachdem zwei solche Eisenbetontroge in der beschriebenen Weise ausgeführt waren, kam man auf den Gedanken, die Troge nicht gleich in voller Höhe herzustellen, sondern nur so weit, daß sie schwimmen konnten. In schwimmendem Zustand sollte der Zusammenbau dann vollendet werden. Es wurde damit der doppelte Vorteil erreicht, daß man die Baustoffe nicht so hoch hinaufzuziehen brauchte und das Schwimmdock nicht beschlagnahmt war. An einer Stelle, wo für später ein Hafen geplant war, wurde der Boden bis 6,5 m Tiefe ausgegraben und nachher eine 3 m dicke Sandschicht eingeschüttet, auf welche die Unterteile der Troge auf eine Pfahlfundierung zusammengebaut wurden. Die tiefere Ausgrabung war mit Hinsicht auf die schlechte Bodenbeschaffenheit notwendig. Die Austiefung war mittels einer schleusenartigen Holzkonstruktion vom Flusse getrennt. Da die Troge hier 5,80 m hoch aufgebaut werden, was einem Tiefgange in schwimmendem Zustand von 3,70 m entspricht, so können sie bei Hochwasser weggeschleppt werden. In schwimmendem Zustand werden sie dann auf ihre volle Höhe von 10 m gebracht, wobei sie infolge der notwendigen Belastung zur Erzielung eines stabilen Gleichgewichts etwa 7,5 m Tiefgang bekommen (Fig. 19). Wie aus Fig. 17 ersichtlich, greifen die 40 m langen Troge seitlich mit Nut und Feder ineinander, was eine genaue Einstellung an ihrem Standort sehr erleichtert. In der Längsrichtung sind die Troge durch Querschotte in 10, in der Querrichtung in 2, also im ganzen in 20 Abteilungen getrennt. Bevor sie an den gewünschten Standort durch Hineinpumpen von Wasser gesenkt werden, ist der Unterboden sorgfältig geebnet, und es bleibt noch die Ausfüllung der Troge mit fester Masse übrig. Am billigsten und einfachsten wäre es selbstverständlich, dafür nur Sand zu verwenden. Daß man sich dennoch entschloß, für die vorderen Abteile Beton zu gebrauchen, ist mit Hinsicht auf eine Beschädigungsgefahr der Troge durch etwa anstoßende Schiffe geschehen. Sollte jemals ein Loch in der Trogwand entstehen, so hätte der Sand herauslaufen und dadurch eine Verschiebung der ganzen Kaikonstruktion verursacht werden können. Bei der Betonfüllung ist diese Gefahr ausgeschlossen.

Nachdem man sich einmal für die Betonfüllung entschlossen hatte, zog man es vor, den Beton im Trocknen einzustürzen, was zur Folge hatte, daß die Außenwände des Troges zur Widerstandsleistung gegen einen Wasserdruck von etwa 11 m berechnet werden mußten. Auch die Querschotte sollen diesem Druck widerstehen können; da man immer vier Abteile zugleich auspumpte, brauchte nur die Hälfte der Querschotte, im ganzen fünf, der hohen Beanspruchung zu genügen. Der Trog reicht mit seiner Oberkante 0,5 m über gewöhnliches Hochwasser; jede Flut steigt etwa 1,20 m über das genannte Pegel, so daß bei jedem Gezeite der Trog vollständig unter Wasser

Fig 16. Kaimauerfundierung auf Betoneisentroge.

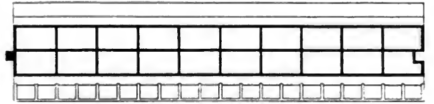


Fig. 17. Kaimauerfundierung auf Betoneisentroge (Grundriß).

kommt. Es mußte also eine zeitweilige Erhöhung hergestellt werden, was mit Hilfe eines großen, eisernen Deckels geschah, der vier Abteilungen zugleich umfaßte. Eine Juteschicht, die am Unterrande des Deckels befestigt war, wurde von dessen Gewicht so fest gegen den Trogrand gepreßt, daß sie einen vollkommen wasserdichten Abschluß bildete. Der Deckel enthält vier Mannlöcher.

Nach Entleerung der vier Abteilungen fängt man an, in die beiden vorderen Abteile zugleich den Beton einzustürzen, während zur selben Zeit mittels eines Hebers Wasser in die hinteren Behälter gebracht wird, um das Mittelschott zu entlasten. Sind die vorderen Teile ausgefüllt, so wird mit Hilfe eines Elevators Sand in die hinteren Abteilungen gestürzt.

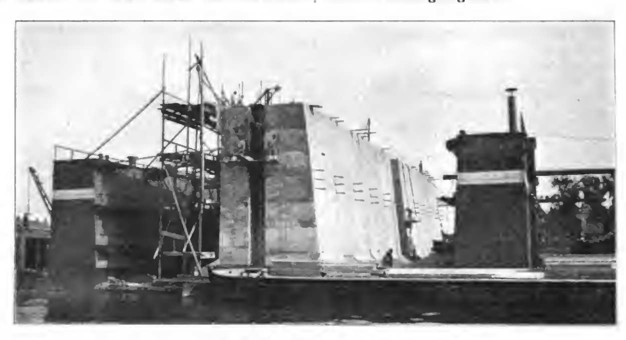


Fig. 18. Betoneisentrog im Schwimmdock.

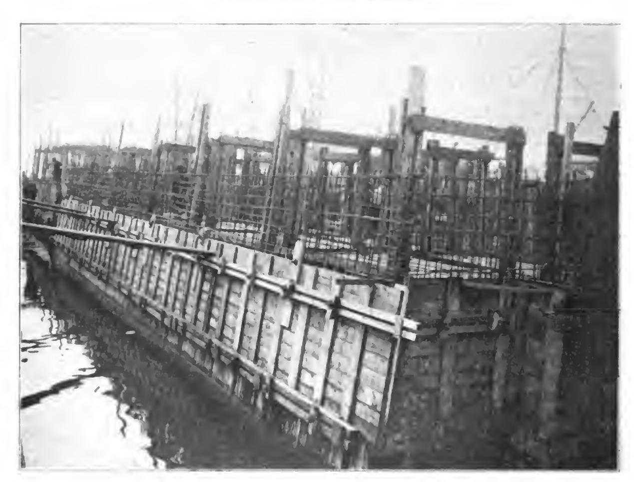


Fig. 19. Zusammenbau der schwimmenden Kaimauertroge.

Das Auspumpen geschieht bei den Abteilungen gleichmäßig, um die Zwischenwände möglichst wenig zu beanspruchen. Die untere Wasserschicht kann nicht mittels einer gewöhnlichen Saugpumpe gehoben werden; man ließ zuletzt einen Pulsometer in den Trog hinunter, der das Wasser heraufbeförderte.

Der weitere Aufbau der Kaimauer weicht nicht von der auf Pfählen fundierten Bauweise ab. Ueber die Kosten der Eisenbetontroge werden noch keine näheren Angaben gemacht, da die Rechnung der nach der zuletzt beschriebenen Bauart ausgeführten Kais noch nicht abgeschlossen ist, aber es läßt sich voraussehen, daß die Kosten nie-

driger wie bei den auf Pfählen fundierten Kais sein werden. Besonders ins Gewicht fällt hier aber die Tatsache, daß die neue Bauweise ein viel schnelleres Arbeiten ermöglicht, was bei dem dringenden Bedürfnis an Kaianlagen in Rotterdam ein hoch einzuschätzender Vorteil ist.

Bemerkung: Der Maßstab der Figuren ist:

Für Fig. 1—9 und 14—16 = 1 : 200
„ „ 10 und 17 = 1 : 400.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Elektrizitätszähler. (*Young.*) Bei Motorzählern älterer Bauart ruht die in eine Spitze endigende Vertikalachse des Ankers in einer Saphirpfanne. Da infolge der geringen Berührungsfläche der Druck zwischen beiden verhältnismäßig groß ist, sind mit der Zeit immer Zerstörungen der Saphirpfanne aufgetreten. Eine vorteilhaftere Lagerung wird auf folgende Weise erzielt: Am unteren Ende der Ankerachse ist mittels einer Kappe eine Edelsteinpfanne befestigt. Ihr liegt eine zweite Pfanne gegenüber, die an einer Schraube befestigt ist, um die Höhenlage einstellen zu können. Zwischen beiden Pfannen liegt eine gehärtete Stahlkugel. Die bei dieser Bauart auftretenden Flächendrucke sind bedeutend kleiner als bei der ersterwähnten. Theoretisch müßten hierbei allerdings auch immer dieselben Flächen miteinander arbeiten; praktisch ist dies jedoch keineswegs der Fall, da infolge Abweichens der Pfannenachsen aus derselben Geraden, sowie infolge von Erschütterungen die Kugel dauernd eine rollende Bewegung ausführt. Eine größere Anzahl dem Lager entnommener, also nicht für den Versuch vorbereiteter Zähler, die mit dieser Lagerung ausgerüstet waren, ist einer dreijährigen verstärkten Benutzung unterzogen worden und hat nach etwa 10 Millionen Umdrehungen jeder Ankerachse nur einen Fehler von etwa 2 v. H. bei Vollast gezeigt.

Neben der Lagerreibung der Ankerachse spielt an einem Zähler auch die Reibung in dem eigentlichen Zählwerk eine wesentliche Rolle. Bei dem letzteren wird meistens, teils um eine große Uebersetzung zu erhalten, teils um einen einfachen Antrieb der wagerecht liegenden Wellen zu erreichen, ein Schneckengetriebe angewendet. Da ein solches besonders bei höheren Drehzahlen mit schlechtem Wirkungsgrad arbeitet, empfiehlt es sich, die Schnecke nicht auf der Ankerachse anzubringen, sondern erst eine oder einige Zahnradübersetzungen zwischen zu schalten. Außerdem ist darauf zu achten, daß sämtliche Wellen aus Stahl sind; ferner empfiehlt es sich, die Messingteile galvanisch zu vergolden, da sich sonst mit dem Laufe der Zeit ein Oxyd bildet, welches klebstoffartig die Reibung vergrößert. (Electrical World 1907, Bd. I, S. 1322 bis 1325.) *Pr.*

Atmungsapparat. Ein von der *Hanseatischen Apparatebaugesellsch. vorm. L. von Bremen & Co.* in Hamburg in den Handel gebrachter Rettungsapparat für Bergwerke, Feuerwehren usw. benutzt flüssige Luft, die bis zu einem Gewicht von 3,5 kg — ausreichend für etwa zwei Stunden — in einem Tornister mitgetragen wird. Der Luftbehälter ist mit ausgeglühter Asbestwolle ausgefüllt, welche die flüssige Luft aufsaugt. Außerdem enthält der Tornister einen Sack, der die ausgeatmete Luft vorläufig aufnimmt und durch ein Rückschlagventil mit der Atmosphäre in Verbindung steht. Der Frischluftbehälter und der Ausatmungssack sind durch Schläuche mit dem Respirator verbunden. Die ausgeatmete Luft durchströmt ein mit Rippen versehenes Rohr, das in dem Behälter angebracht ist, und hier eine ihrer Menge entsprechende Quantität Frischluft zur Verdampfung bringt. Die frische Luft ist durch diese Anordnung immer recht kühl, was von großem Vorteil für den meistens in warmer Umgebung sich befindenden Arbeiter ist. Der Apparat enthält außer dem Rückschlagventil am Ende der Ausatmungsleitung kein einziges Ventil; sein Leergewicht beträgt 5 kg. (Sozial-Technik 1907, S. 12 bis 15.) *Kr.*

Eisenbahnwesen.

Dampfbetrieb und elektrischer Betrieb. (*Rinkel.*) Mit steigender Geschwindigkeit nimmt bei Dampflokomotiven die hinter dem Tender für die Beförderung des Nutzgewichtes verfügbare Leistung bedeutend ab, da die Lokomotiv-Eigenwiderstände und die Luftwiderstände zunehmen. In folgender Tabelle sind die am Zughaken gemessenen Leistungen wie die Versuchsfahrten in Frankreich mit zwei $^2/_5$ gekuppelten und in Baden mit einer $^2/_5$ gekuppelten Lokomotive ergeben haben, zusammengestellt und daraus die Zunahme der Widerstände mit der Geschwindigkeit berechnet.

Geschwindigkeit km/Std.	Effektive Leistung d. Lokomotive in PS I	II	III	Zunahme d. Lokomotivwiderstände in PS I	II	III
80	830	1110	1400	—	—	—
90	767	1050	1350	63	60	50
100	667	950	1250	163	160	150
110	552	820	1120	278	290	280
120	400	670	940	430	449	460
130	—		750	—	—	650
140	—	—	520	—	—	888

Elektrische Lokomotiven ergeben nur $^2/_3$ bis $^3/_4$ so große Widerstände, da bei ihnen die vom Wind getroffene Oberfläche kleiner ist.

Aus verschiedenen Versuchsfahrten berechnet der Verfasser den Kohlenverbrauch für 1 PSi/Std. bei Heißdampf zu 1,4 kg, bei Sattdampf 1,6 kg, der Dampfverbrauch ist dabei 8 kg bezw. 10 kg für 1 PSi/Std. Es ergeben sich dann für einen Zug von 28 Achsen und 120 km Geschwindigkeit für 1 Zugkilometer:

Die Kohlenkosten zu	21,5 Pfg.
Die Wasserkosten zu	0,5 „
Ausgaben für Schmierung zu . .	2,0 „
Zusammen . .	24,0 Pfg. Zug/km.

Die Stromkosten für denselben Zug bei derselben Geschwindigkeit sind bei Erzeugung der elektrischen Energie mittels

Dampfturbinen	29 Pfg.
Gasmaschinen	26 Pfg.
Wasserturbinen	7,66—14,5 Pfg.

Im ungünstigsten Falle ist also der Dampflokomotivbetrieb um 5 Pfg. billiger als der elektrische Betrieb. Diese Ersparnisse gehen aber wieder verloren durch die vielen Nebenkosten, welche der Dampfbetrieb mit sich bringt: Beleuchtung, Reinigung, Kesselwaschen, Lagerung und Verladen der Kohle.

Aus diesen Betrachtungen glaubt Verfasser folgende Tabelle für die Betriebsausgaben für 1000 Zug/km aufstellen zu können bei einem Zug von 220 t Nutzgewicht, 28 Achsen und 120 km Geschwindigkeit.

	Dampf	Elektrizität
Kraftkosten . . . . . M.	240	290
Lokomotivreparatur . . „	110	50
Lokomotiv-Nebenarbeit „	20	—
Verschiedenes . . . . . „	30	—
Verzinsg. u. Amortisation „	60	50
Lokomotivpersonal . . . „	150	120
Zugbeförderungskosten M.	610	510
Unterhaltg. d. Bahnanlag. „	230	170
Unterhaltung u. Verzinsg. der Leitung . . . . . „	—	60
	840	740

Daraus ist ersichtlich, daß jedenfalls im Schnellverkehr der elektrische Betrieb erheblich billiger kommt als der Dampfbetrieb. Schnellzüge von 350 t Nutzlast können bei 120 km Geschwindigkeit nach obigem nicht mehr von einer Dampflokomotive befördert werden. Mit zwei Lokomotiven wird ein solcher Betrieb höchst unwirtschaftlich und die Kosten für 1000 Zug/km steigen dann wohl von 610 auf 1000 M., während bei einer elektrischen Lokomotive dabei nur eine Steigerung von 510 auf 630 M. stattfindet, also um etwa 60 v. H. billiger bleibt.

Nach Ansicht des Verfassers gehört dem elektrischen Betrieb das Gebiet der kleinen Leistungen im Motorwagenverkehr und der ganz großen Leistungen im Schnellverkehr, während mittlere Leistungen der Dampflokomotive erhalten bleiben, wenigstens dort, wo keine billigen Wasserkräfte vorhanden sind. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 421 bis 426 und 447—451.) *W.*

Personenwagen aus Stahl. (*Hazelton.*) Die *Hudson Companies* in *New York* hatten für die Wagen ihrer Untergrundbahnen die Forderungen aufgestellt: unbedingte Feuersicherheit, Möglichkeit des schnellen Besteigens und Verlassens durch entsprechende Türanordnung, äußerst geringes Gewicht. Der ersten Bedingung ist dadurch Genüge geleistet, daß nicht nur das Wagengerippe und die äußere Bekleidung, sondern auch die innere Ausstattung sowie die Türen, die Fenster und das Dach aus Stahl hergestellt wurden. Ja die Polsterrahmen sind aus Stahlblech gepreßt und für den Ueberzug ist anstelle von Rohr- ein Metallgewebe verwendet. In den Wagen gelangt man an jeder Seite durch zwei Endtüren von 665 mm und eine Mitteltür von 1110 mm Breite. Diese Mitteltür machte es unmöglich, an der Seite einen etwa 900 mm hohen Gitterträger in bekannter Weise die ganze Wagenlänge entlang zu führen. Es wurde daher an jeder Seitenwand, an der Unterkante und oben über den Fenstern je ein 152 mm hohes U-Eisen verlegt, die beide durch sechs 200 mm U-Eisen verbunden und an den Türöffnungen noch durch Wulsteisen verstärkt sind. Demselben Zweck dienen Diagonalverbindungen unter den Fenstern. In den Bodenrahmen sind zwischen die 152 mm U-Eisen zwei gleich hohe, ebenfalls durch den ganzen Wagen verlaufende I-Eisen eingebaut und alle vier sind an den Enden und an den Drehzapfen durch kräftige Konstruktionen aus Blech und Winkeleisen miteinander verbunden. Auf den Endschwellen sind je zwei 200 mm hohe Stahlgußstücke aufgeschraubt, die bei einem Zusammenstoß mit einem anderen Wagen, dessen Bodenrahmen aufhalten und so ein Zusammenschieben des Wagenkastens verhindern sollen. Die Seitenwände der Wagen sind mit 1,6 mm Blech bekleidet; das Dach ist aus ebenso starkem verbleiten Blech hergestellt, wobei zum Tragen in 360 mm Abstand angeordnete Winkeleisenspriegel verwendet sind. Der Wagenfußboden besteht aus verzinktem Riffelblech, auf das eine 30 v. H. Karborundum enthaltende Zementschicht aufgetragen ist.

Die Gesamtlänge des Wagens beträgt 14600 mm, die Drehzapfenentfernung 10000 mm, die größte Breite 2700 mm und die größte Höhe 3650 mm über Schienenoberkante. In die Drehgestelle, die einen Radstand von 2000 mm bei einem Raddurchmesser von 870 mm besitzen, ist je ein 160 PS-Motor eingebaut, die mittels *Sprague-General Electric* Zugsteuerung geregelt werden. Zum Bremsen dient neben einer Handbremse die selbsttätig wirkende *Westinghouse*-Bremse mit elektropneumatischer Steuerung der Funktionsventile. Die hierzu nötige Druckluft wird von einem elektrisch angetriebenen Kompressor geliefert. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 1028 bis 1034.) *Pr.*

Personenwagen aus Stahl. Während der von *Hazelton* beschriebene Personenwagen (s. vorstehendes Referat) in der Bauart des Bodenrahmens die bisherigen aus Holz gebauten Wagen als Vorbild erkennen läßt, hat die *Pennsylvania Railroad Comp.* in die Bodenmitte ihrer 16500 mm langen Wagen einen kräftigen Kastenträger gelegt. Dieser wird aus zwei durch den ganzen Wagen gehenden 230 mm hohen U-Eisen gebildet, die bei 425 mm Abstand voneinander oben mit einer 660 mm breiten und 6,4 mm dicken und unten mit einer 610 mm breiten und 9,5 mm dicken Blechplatte verbunden sind. An den Enden ist die Grundplatte außerdem auf je 4250 mm Länge durch eine 9,5 mm dicke Blechplatte verstärkt. Zwei kräftige Querträger, die etwa 2000 mm hinter den Drehzapfen angebracht sind, tragen dann zusammen mit den Endschwellen und einigen leichteren Stützen die Seitenwände, deren unterer Längsträger aus einem 127 × 88 × 14 mm Winkeleisen besteht. Von diesem Winkeleisen gehen als Pfosten an jeder Seite zehn 127 mm breite gepreßte Stahlträger aufwärts, die unter den Fenstern durch Winkeleisen verbunden sind. Die äußere Bekleidung der Seitenwände besteht aus 2,8 mm Stahlblech. Die Seitenwände des Oberlichtaufbaues sind gleichfalls aus gepreßtem Stahlblech hergestellt und werden über den Pfosten durch Zwischenstücke aus schmiedbarem Eisenguß verstärkt. Das Dach besteht aus 2,3 mm Blech. Innen sind die Seitenwände mit 1,6 mm Stahlblech bekleidet, dessen dem Wageninnern abgekehrte Seite mit einem 5 mm dicken Asbestüberzug versehen ist. Für die Fensterrahmen hatte man anfangs Stahl verwendet; später hat man sich jedoch für Holzrahmen entschieden. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S 1010 bis 1012.) *Pr.*

Eisenbeton.

Eisenbetondecken. (*Sandor.*) Bei der Ausführung von Eisenbetondecken ist häufig die sachgemäße Anordnung der Einschalung teuer und schwierig, da sie sehr sicher abgestützt werden muß. Bei mehreren übereinander liegenden Decken müssen die Einschalungsstile bis in den Keller hinabgeführt werden, um Bauunfälle zu vermeiden, da die frischen Decken der unteren Geschosse die Belastung aus den oberen Decken noch nicht tragen können.

Leschinsky macht durch seine Bauweise die Einschalung jeder Decke von den übrigen Decken vollständig unabhängig. Er verwendet als Eiseneinlagen der Plattenbalken I-Träger und Rundeisen.

Die I-Träger werden für die Dauer der Ausführung als Obergurt eines Hängewerkes benutzt, welches in den Trägerenden auflagert und daher von den in den übrigen Geschossen angeordneten Hängewerken gleicher Art vollständig unabhängig ist. Nach Erhärtung der Decke werden die zur Konstruktion des Hängewerkes erforderlichen Stile und Zugbänder wieder entfernt. Diese Hängewerke sind so stark konstruiert, daß sie die Schalung einer Decke und die Deckenlast sicher aufnehmen können.

Außerdem dienen die I-Träger als Verankerung des Gebäudes und als Eiseneinlage der fertigen Eisenbetondecke.

Da die Träger höher als Rundeiseneinlagen sind, so ist die theoretische Annahme der Zusammendrängung des Eisenquerschnittes auf seinen Schwerpunkt sehr ungenau. Es empfiehlt sich daher, die verschiedene Höhenlage der einzelnen

Eisenquerschnittsteile zu berücksichtigen und die statische Berechnung mit Hilfe von Kraft- und Seileck auf zeichnerischem Wege durchzuführen. (D. P. J. 1903. Bd. 318, H. 49/50.) Durch die größere Höhe der Träger wird der Abstand von Zug- und Druckmittelpunkt verkleinert, so daß der erforderliche Eisenquerschnitt etwas größer wird als bei Decken mit Rundeiseneinlagen. Durch die gemischte Anordnung von I-Trägern und Rundeisen ist man in der Lage, die theoretisch erforderliche Eisenmenge ohne große Ueberschreitung einzuhalten und möglichst niedrige Profile zu wählen. (Beton und Eisen 1907. S. 168—172.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Einbetonierung einer Eisensäule. *(v. Emperger.)* *Emperger* teilt die Ergebnisse des schlechtesten von drei Versuchen mit. Die Säule hatte eine Länge von 3,95 m und bestand aus zwei I-Eisen Nr. 14, welche in Abständen von 50 cm durch 6 mm starke und 60 mm hohe Laschen verbunden waren. Nachdem die Knickbelastung der Eisensäule zu 44 t ermittelt war, wurde dieselbe wieder gerade gerichtet und mit einer Betonmischung 1:3 ausbetoniert. Nach 42 Tagen Erhärtungsdauer wurde der Knickversuch wiederholt. Hierbei ergab sich eine Knickbelastung von 118 t, so daß dieselbe auf das 2,68fache gesteigert wurde. Die Druckfestigkeit des Betons ergab sich zu 76,3 kg/qcm. Aus den Versuchen zieht *v. Emperger* folgende Schlüsse:

1. Der Beton hat die mangelhafte Verbindung der beiden I-Eisen verbessert und erreicht, daß beide zusammen zur gemeinsamen Wirkung kommen. Hierdurch steigert sich die Knickbelastung allein von 44 t auf 105 t, entsprechend den Formeln von *Tetmajer* für Säulen mit Flächenlagern.

2. Der Rest von rd. 13 t wird von dem zwischen den I-Eisen eingeschlossenen Beton aufgenommen. Diese Belastung des Betons entspricht ziemlich genau seiner Bruchbelastung, welche man erhält, wenn man den Betonquerschnitt mit der aus Versuchen ermittelten Druckfestigkeit von 76,3 kg/qcm multipliziert.

3. Die in Deutschland übliche *Euler*sche Knickformel gilt nur für Spitzenlager und liefert im vorliegenden zu günstige Ergebnisse.

4. Das anfänglich gültige Verhältnis der Dehnungszahlen von Eisen und Beton, welches bei der rechnungsmäßigen Ausnutzung des Betons zu 15 angenommen wird, hat bei dem Eintreten des Bruches keine Gültigkeit mehr. In diesem Zustande addieren sich vielmehr die Festigkeitsbeiträge beider Stoffe, da eine vollständige Loslösung des Betons vom Eisen dem Bruch vorangegangen war.

Der einbetonierte Körper in einer Eisenbetonsäule ist statisch so wertvoll, daß er rechnerisch nicht einfach vernachlässigt werden sollte.

Aus Gründen der Festigkeit und Feuersicherheit sollten Säulen, die aus Profileisen und Verbindungslaschen bestehen, stets ausbetoniert werden. (Beton und Eisen 1907. S. 172-174.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Lokomotivbau.

Heißdampf-Personenzuglokomotive. Die günstigen Ergebnisse, die insbesondere in Preußen mit solchen Lokomotiven, Bauart *Schmidt*, erzielt wurden, veranlaßten die Schweizer Bundesbahnen versuchsweise zwei 3/4 gekuppelte Heißdampf-Zwillingslokomotiven an Stelle der bisherigen Dreizylinder-Verbundlokomotiven zu bauen. Gestützt auf die günstigen Ergebnisse dieser Versuchslokomotiven wurden der *Schweizer Lokomotivfabrik* 20 solche Lokomotiven lieferbar 1907 übertragen.

Die Zylinder haben dabei dieselben Abmessungen wie die Niederdruckzylinder der Dreizylinder-Verbundmaschinen. Sie besitzen Kolbenschieber mit federnden Ringen in der Ausführungsform wie sich diese in Belgien bewährt haben. Die Stopfbüchsen sind nach Patenten von *W. Schmidt* derart ausgeführt, daß sie seitliche Bewegungen der Kolbenstangen gestatten, die Metallpackung wird dabei durch die Luft gekühlt. (S. auch D. p. J. 1907, S 524.) Der Massenausgleich der bewegten Triebwerksteile ist so getroffen, daß durch Gegengewichte in den Rädern die Drehmassen ganz, die hin- und hergehenden Massen zu 33 v. H. ausgeglichen sind. Bei Probefahrten wurden Geschwindigkeiten von 95 km/Std. erreicht, wobei der Gang der Lokomotive noch ruhig blieb. Die Höchstgeschwindigkeit im Betriebe wurde auf 75 km festgesetzt.

Aus folgender Zusammenstellung ist die Verbreitung der Heißdampflokomotive, System *Schmidt*, April 1907, ersichtlich.

	Im Betrieb	Im Bau
Deutschland . . .	734	586
Belgien	80	60
Rußland	73	19
Oesterreich-Ungarn	23	43
Schweden	23	43
Schweiz	2	28
Amerika	31	2
	966	781

(Schweizer Bauzeitung 1907, S. 55—58.) *W.*

Statistik.

Betriebsunfälle. *(Van Hasselt.)* Als Maßstab für den Einfluß, den der Maschinenbetrieb auf das Unfallrisiko von Fabriken hat, kann einerseits die Anzahl der Unfälle, andererseits die Höhe der Entschädigungskosten dienen. Von 1 150 000 Betriebsunfällen in Frankreich während der Jahre 1901 bis 1905 wurde 1/6 durch Maschinen verursacht, wobei solche Fälle, die eine Arbeitsunfähigkeit von weniger als vier Tagen zur Folge hatten, nicht mitgezählt sind. Bei 30000 Unfällen in Holland wurden 5000 (also auch 1/6) durch Maschinen veranlaßt, wobei aber auch die durch Dampfgefäße, Explosionen und ätzende Stoffe verursachten mitgerechnet wurden. Für die Beurteilung der Entschädigungskosten liefert die Statistik der österreichischen Unfallversicherung wertvolle Zahlen. Bei einem Vergleich wurden 131 Betriebsarten in Betracht gezogen, dabei wurden die Kosten der durch Maschinen (auch Kessel, Dampfgefäße, Triebwerke usw.) verursachten Fälle für jede Betriebsart zusammengezählt und daraus der Prozentsatz dieser Summe von den gesamten Unfallkosten dieser Betriebe berechnet. Man konnte in dieser Weise die Betriebe in drei Gruppen einteilen, bei denen der erwähnte Prozentsatz im Mittel etwa 75, 50 und 25 v. H. ausmachte. Die wichtigsten Betriebe sind nachstehend in diesen drei Gruppen zusammengestellt. Auffällig erscheint, daß in der zweiten Spalte diejenigen Betriebe vorkommen, bei denen die Arbeit größtenteils durch selbsttätige Maschinen verrichtet wird, und wo der Einfluß der Maschinen auf die gesamten Unfallkosten dennoch verhältnismäßig klein ist. Ferner enthält diese Spalte solche Fabriken, in denen kleinere Maschinen hergestellt werden, während größere Maschinen und Schiffe in Werkstätten der dritten Spalte ausgeführt werden. Dies weist auf die Tatsache hin, daß besonders das Heben und Versetzen der schweren Werkstücke ernstere Unfälle veranlaßt als die maschinellen Einrichtungen. Außerdem fällt hier ins Gewicht, daß die Werkzeugmaschinen in den Fabriken von kleineren Gegenständen die Stücke vielfach vollständig fertig für die Montierung abliefern, so daß Hauen hier viel weniger nötig ist wie in den Fabriken größerer Maschinen.

Betriebe, bei denen die durch Maschinen verursachten Unfallkosten im Mittel von den gesamten Unfallkosten des Betriebes ausmachen:

75 v. H.	50 v. H.	25 v. H.
Dreschen mit Kraftmaschinen	Getreidemühlen	Zementfabriken
	Glasschleifereien	Steinhauerwerkstätt.
Ziegeleien mit Kraftmaschinen	Kleineisenwarenfabr	Kabelfabriken
	Schmieden	Stahl u. Eisengießer.

75 v. H.	50 v. H.	25 v. H.
Drahtziehereien	Schrauben- u. Nietenfabriken	Kupferschmieden
Blechwarenfabriken	Armaturenfabriken	Kesselfabriken
Messingwarenfabr.	Werkzeugmaschinenfabr.	Maschinenfabriken
Fabrik von Musikinstrumenten	Fahrradwerke	Werfte
Spinnereien f. Seide, Wolle, Baumwolle, Hanf	Oelfabriken	Chemische Fabr.
Holzsägen m. Wasserkraft u. Kreissägen	Webereien	Fabr. v. elektr. Installationsmaterial
Brotfabriken	Färbereien	Leuchtgasfabriken
Schuhfabriken	Lederfabriken	Zuckerfabr. u. Raffinerien
Druckereien	Möbelfabriken	Brauereien
Papierfabriken	Schokoladenfabr.	Hutfabriken
	Fleisch- und Wurstfabriken	Konstruktionswerkstätten
	Branntweinbrenner.	

Man darf auf Grund der vorliegenden Untersuchung annehmen, daß die Maschinen in den Fabriken mit und ohne Kraftmaschinen durcheinander im Mittel die Hälfte der Unfallkosten verursachen, jedenfalls Grund genug, um im allgemeinen gute Schutzeinrichtungen bei Maschinen zu fordern. (De Ingenieur 1907, S. 604—606.) Kr.

Wasserbau.

Küstenbefestigung. Die Märzstürme letzten Jahres haben bei Hornsea an der Yorkshire-Küste den Strand und die etwas höher liegende Promenade derart angegriffen, daß eine bessere Befestigung der Küste an dieser Stelle dringend geboten war. Die zu diesem Zweck aufgeführte Betonmauer wurde in 4,5 m langen Abschnitten hergestellt, die mit Nut und Feder ineinander greifen. Die Teile können daher geringen Bewegungen im Untergrunde folgen, ohne daß Risse in der Mauer auftreten. Die Fundierung der Mauer reicht bis etwa 3,80 m unter dem damaligen Strand, der sich inzwischen durch die Wirkung dreier neuer Strandwehre um ungefähr 2 m erhöht hat. Zur Erzielung einer besseren Verbindung mit dem Unterboden wurden zuerst 3 m lange Stahlrohre eingerammt, die um die Hälfte ihrer Länge in den Beton hineinragen. Der obere Teil der Mauer ist mittels Streckmetall armiert. Bei der Ausführung wurde zuerst nur jeder zweite 4,5 m breite Abschnitt hergestellt, und nachdem diese genügend erhärtet waren und dem Boden sich angepaßt hatten, wurden die zwischenliegenden Teile in Angriff genommen. In halber Höhe der Mauer befindet sich ein 3 m breiter Spazierweg, der durch Treppen sowohl mit der Hauptpromenade wie mit dem Strande verbunden ist.

Die drei 255, 123 und 120 m langen Strandwehre sind hauptsächlich aus pitch pine und Memelholz aufgebaut. Die Gesamtkosten der 220 m langen Mauer und der drei Strandwehre haben 21600 m betragen. (The Engineer 1907, Bd. II, S. 134—136.) Kr.

Werkzeuge.

Preßluftwerkzeuge. Die Zahl der in Groß-Britannien benutzten Preßluftwerkzeuge hat sich seit 1900 verzehnfacht. Hauptsächlich kommen Bohrer, Hämmer, Gegenhalter usw. in Betracht, die bei Eisenkonstruktionen verwendet werden, aber auch für andere Betriebszweige sind in den letzten Jahren Preßluftwerkzeuge ausgebildet worden. Die pneumatische Sandramme findet sowohl in Gießereien für das Stampfen der Formen wie im Baugewerbe beim Straßenbau und zum Betonstampfen Verwendung, besonders in den Ver. Staaten. Die Gewichte dieser Rammen betragen von 7 Pfd. engl. mit Kolben von 7/8" Durchm. und 4" Hub bis 280 Pfd. mit Kolben von 3" Durchm. und 10" Hub, deren kräftigster Schlag etwa 350 Pfd. ausmacht. Der Hammerlauf ist länger wie beim gebräuchlichen Preßlufthammer; der Kolben ist hohl und sein verjüngtes Ende, an dem verschiedene Rammköpfe befestigt werden können, reicht vorn durch eine Stopfbüchse. Die Kraft des Schlages wird geregelt durch den Abstand, in dem man den Rammkopf von der Arbeitsfläche entfernt hält, wobei der kräftigste Schlag bei vollem Hub und zahlreiche leichtere Schläge bei kleinem Hub gegeben werden. Rammen bis zu 45 Pfd. engl. werden von einem Mann gehandhabt, während schwerere gewöhnlich an einen Kranausleger aufgehängt werden, der eine freie Bewegung des Werkzeuges über die Arbeitsfläche zuläßt. Mit Hilfe der kleinen Rammen wird die Arbeitsersparnis auf die Hälfte bis Dreiviertel, mit den großen Rammen auf Siebenachtel bis Elfzwölftel der sonst aufgewendeten Zeit angegeben. In Gießereien sind die Rammen besser für Arbeiten auf offenem Boden wie in Gießkasten geeignet.

Eine andere beschriebene Anwendung der Preßluft ist die Bewegung eines Sandsiebes. Das Sieb ruht auf einer Anzahl Rollen, die auf einem einfachen Eisengestell befestigt sind. Mit dem Sieb ist der Kolben eines nach Art des Preßlufthammers konstruierten Luftmotors verbunden, der dem Sieb eine schnell hin- und hergehende Bewegung erteilt. Da das Sieb etwas schief angeordnet ist, fällt der feine Sand zwischen den vier Beinen des Gestells hinunter, während der grobe Rest durch eine Rinne am unteren Ende abläuft. (The Engineer 1907, Bd. II, S. 130—131.) Kr.

Bücherschau.

Die wichtigsten Begriffe und Gesetze der Physik unter alleiniger Anwendung der gesetzlichen und der damit zusammenhängenden Maßeinheiten. Von Dr. *O. Lehmann*, Professor der Physik an der Techn. Hochschule zu Karlsruhe. Kl. Okt. 58 Seiten. Berlin 1907. Julius Springer.

In der physikalischen Welt haben die absoluten Maßsysteme und deren Einheiten unbedingte Annahme und Verbreitung gefunden; in den technischen Wissenschaften wird hingegen das Kilogramm noch immer sowohl als Massen-, wie auch als Krafteinheit gebraucht; ärgerliche Mißverständnisse und uneinbringlicher Zeitverlust sind oft die Folge — Um den Vortrag nicht unnötiger Weise mit schleppenden Umrechnungen zu belasten und so die Zeit besser zu nutzen, hat der Verfasser des vorliegenden Büchleins nach mehr als zwanzigjähriger Berücksichtigung der eingewurzelten Gewohnheiten der Ingenieure den Entschluß gefaßt, sich an diejenige Krafteinheit, welche dem Meter, der Kilogrammasse und Sekunde entspricht, also an die *Dezimegadyne* zu halten. In knapper, außerordentlich übersichtlicher und klarer Weise sind in der Schrift die Begriffe und Gesetze der gesamten Physik dargestellt. Es ergibt sich, daß die Formeln in ähnlicher Weise darstellbar sind, wie im C. G. S.-System, und trotzdem für den praktischen Gebrauch sich eignen. *A. L.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Enciklopädie der Elementar-Mathematik. Ein Handbuch für Lehrer und Studierende. Von *Heinrich Weber*, Prof. in Straßburg und *Josef Wellstein*, Prof. in Straßburg. In drei Bänden. Angewandte Elementar-Mathematik. Bearbeitet von *Heinrich Weber*, *Josef Wellstein* und *Rudolf H. Weber*, Heidelberg. Mit 358 Abb. Leipzig, 1907. B. G. Teubner. Preis geb. M. 14,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 40. **Berlin, 5. Oktober 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Die Trägheitskräfte einer Schubstange.

Von Dr.-Ing. **Max Ensslin**-Stuttgart.

(Schluß von S. 612 d. Bd.)

Erstes Beispiel.

Reine Drehung einer Stange.

Wir betrachten ein gewöhnliches Kurbelgetriebe, dessen Kurbel gleichförmig umlaufen möge, in der Stellung, in welcher die Kreuzkopfbeschleunigung gleich Null ist. In diesem Getriebe sei bloß die Schubstange mit Masse begabt; Kurbel und geradlinig hin- und hergehende Teile seien masselos. (Das Schwungrad besitze ein so großes Trägheitsmoment, daß die Umlaufzahl nicht merklich schwankt,

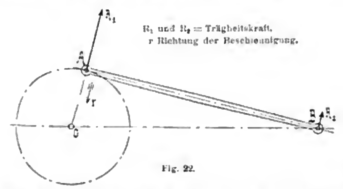


Fig. 22.

wenn die lebendige Kraft der Stange in das Schwungrad hinein und heraus fließt.) Man weiß, daß die Kreuzkopfbeschleunigung bei einem Stangenverhältnis $r : l < 1 : 5$ mit großer Annäherung gleich Null ist, wenn die Schubstange mit der Kurbel einen rechten Winkel bildet. In dieser Stellung (Fig. 22) verhält sich die Stange wie ein um B sich drehender (schwingender) Körper. Die Beschleunigungen stehen senkrecht zur Stange und sind gegen die Mittellage OB der Stange hin gerichtet; sie sind dem Abstand von B proportional. Die Trägheitskräfte sind der Beschleunigung entgegen, also nach außen gerichtet. In der Kurbel wird ein Zug R_1 hervorgerufen, den wir oben gefunden haben zu:

$$R_1 = \frac{\Theta_B \cdot p_4}{l^2}.$$

Aus sofort ersichtlichem Grunde werde dafür ein anderer Ausdruck geschrieben, unter Benutzung des „Schwingungsmittelpunktes", worunter man bekanntlich denjenigen Punkt der Stange versteht, in dem man bei der Schwingung bezw. ungleichförmigen Drehung sich die Masse vereinigt denken kann, ohne daß die Schwingungszahl geändert wird. Der Abstand l' des Schwingungsmittelpunktes[4]) vom Drehpunkt heißt die *„reduzierte Pendellänge"* und wird durch die Gleichung bestimmt:

$$l' = \frac{\Theta_B}{M \cdot a}.$$

Damit schreibt sich die letzte Gleichung:

$$R_1 = M \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{l'}{l} \cdot p_4.$$

Unter der Annahme, die Schubstangenmasse sei nach dem Schwerpunktgesetz auf die Stangenenden verteilt, erhielte man eine größere Zahl für R_1, nämlich:

$$R'_1 = M \cdot \frac{a}{l} \cdot p_4.$$

Dabei würde ein Fehler begangen, der in Hundertteilen des richtigen Wertes ausgedrückt, beträgt:

$$\frac{R'_1 - R_1}{R_1} = \frac{l}{l'} - 1 \text{ (mal 100 v. H.)},$$

oder m. a. Worten: Um den richtigen Wert R_1 zu erhalten, muß man den Näherungswert R'_1 durch $\frac{l}{l'}$ dividieren.

Für die in Tab. 1 (s. S. 612) aufgeführten Stangen ergeben sich die in Tab. 2 und Tab. 3 aufgeführten Werte:

Tabelle 2.

No.:	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$\frac{a}{l}$ =	0,615	0,769	0,763	0,619	0,584	0,722	0,596	0,608	0,745	0,617	0,641	0,772	0,725	0,594
$\frac{l'}{l}$ =	1,24	1,082	1,117	1,202	1,239	1,136	1,231	1,202	1,13	1,172	1,136	1,06	1,09	(1,21)

Wenn man hiernach zum Zweck der Vereinfachung annimmt, die rotierende Masse der Schubstange sei dem Schwerpunktsgesetz zufolge durch $M \cdot a/l$ ausgedrückt und in A konzentriert, so begeht man nach Tab. 2 in der betrachteten Stellung einen Fehler von rund 8—24 v. H., wenigstens bei den hier untersuchten Stangen.

Dies ist auch der Fehler, der in der betrachteten Kurbelstellung gemacht würde, wenn man das Drehmoment, von dem oben die Rede war, vernachlässigt.

Bei Stangen, deren Schwerpunkt dem Kurbelzapfen nahe liegt, ist der Fehler verhältnismäßig gering. Bei

[4]) Zahlenwerte vergl. Tab. 1.

Tabelle 3.

No.	Hub $2r$ mm	Triebrad-Durchmesser mm	Größte Fahrgeschwindigkeit km/Std	Kurbelumdrehung in 1 Min.	Umfangsgeschwindigkeit i. Kurbelkr. v m/Sek	Zentripetalbeschleunig. $\frac{v^2}{r}$ m/Sek.²	$R_1 = \Theta_B \frac{p_4}{l_2}$ in Fig. 22	Stangengewicht G kg
1	560	1800	100	295	8,64	266	1266	94
2	560	1650	90	290	8,49	258	2900	155,5
3	560	1650	81	260	7,64	208	2880	199,5
4	560	1650	81	260	7,64	208	935	86,0
5	561	1380	66	254	7,46	198	485	50,95
6	612	1380	60	231	7,4	179	2330	201,2
7	612	1350	60	231	7,4	179	995	113,0
8	612	1230	45	194	6,22	126	606	93,5
9	612	1230	45	194	6,22	126	1780	210,5
10	612	1230	45	194	6,22	126	650	96,5
11	540	1045	45	228	6,46	154	550	62,1
12	270	—	—	210	2,96	72,8	22,2	46,0
13	150	—	—	1100	8,62	991	172,5	2,572
14	1400	—	—	90	6,6	62,2	(15100)	4850

einer Stange von konstantem Querschnitt ist die reduzierte Pendellänge

$$l' = \frac{2}{3}\, l$$

und daher der Fehler 50 v. H. Daß der Fehler lediglich von der Massenverteilung abhängt und nicht von der Größe der Winkelbeschleunigung, sei erwähnt, ist jedoch selbstverständlich.

Die tatsächlichen Lagerdrücke in der betrachteten Stellung findet man, wie folgt: Punkt A befindet sich im Gleichgewicht unter der Einwirkung von R_2, der in der Stangenrichtung gegen A hin wirkenden Kraft S und der vom Kreuzkopf auf A ausgeübten Kraft N, die bekanntlich senkrecht zur Bahnrichtung steht. Der Bahndruck ist gleich und entgegengesetzt zu N.

In entsprechender Weise findet man den Druck auf den Kurbelzapfen: Punkt B befindet sich im Gleichgewicht unter der Einwirkung von R_2, ferner der in der Stangenrichtung gegen B hin wirkenden Kraft S (aus dem schon gezeichneten Kräftezug zu entnehmen) und der vom Kurbelzapfen auf B ausgeübten Kraft K, die als Schlußlinie des Kräftedreiecks gefunden wird.

Zweites Beispiel.

Die von einer Schubstange auf den Kurbel- und Kreuzkopfzapfen ausgeübten Trägheitskräfte sollen während einer Kurbelumdrehung verfolgt werden.

Die Berechnung wird durchgeführt:

a) *für eine Stange, deren Schwerpunkt dem Kurbelzapfen verhältnismäßig nahe liegt* (Fig. 11). Hub der Maschine: 560 mm, Kurbelgeschwindigkeit 8,5 m/Sek. Stangenlänge, Gewicht u. s. f. siehe Tab. 1—3 unter No. 2;

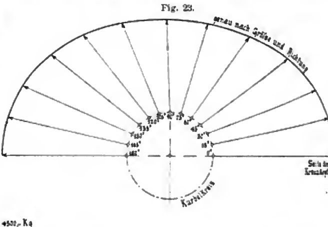
b) *für eine Stange, deren Schwerpunkt nahe der Stangenmitte liegt* (Fig. 14). Hub der Maschine: 561 mm, Kurbelgeschwindigkeit 7,46 m/Sek. Sonstige Angaben in Tab. 1—3 unter No. 5.

In den Fig. 23 u. 26 sind die von der Stange auf den Kurbelzapfen ausgeübten Trägheitskräfte für die unter a und b bezeichneten Verhältnisse nach Größe, Richtung und Lage dargestellt. Die Radial- und Tangentialkomponenten dieser Kräfte sind in den Fig. 24 u. 27 als senkrechte Ordinaten, die zugehörigen Kurbelwinkel als wagerechte Abszissen eingetragen. Aus Fig. 25 u. 28 sind die Bahndrücke für jede Kreuzkopfstellung ersichtlich.

Wird die Stangenmasse nach dem Schwerpunktsgesetz auf die Stangenenden verteilt, so äußern diese Punktmassen Trägheitskräfte, die durch die gestrichelten Linienzüge in den Fig. 24, 25, 27 u. 28 dargestellt sind.

Aus den Fig. 24 u. 27 erkennt man den Unterschied zwischen den tatsächlichen Massendrücken der Schubstange

Fig. 23.



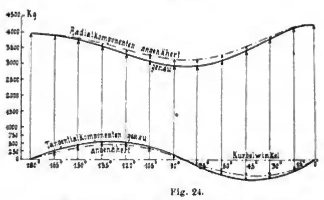


Fig. 24.

Fig. 23. Massendrücke der Schubstange auf den Kurbelzapfen nach Größe und Richtung.

Fig. 24. Tangential- und Radial-Komponenten des Massendruckes der Schubstange auf den Kurbelzapfen.

auf den Kurbelzapfen und den näherungsweise unter der Annahme ermittelten, daß die Stangenmasse nach dem Schwerpunktsgesetz auf die beiden Stangenenden verteilt sei. Diese Annahme liefert für die Radialkomponente des Massendrucks auf den Kurbelzafen in allen Kurbelstellungen zu große Werte, ausgenommen in den Totlagen, wo der Unterschied Null ist. Der Fehler ist in der Kurbelstellung am größten, in der Kurbel und Stange etwa einen rechten Winkel miteinander bilden. Seine Größe ist in Tab. 2 ziffermäßig angegeben. Schon zu dieser Tabelle ist bemerkt, daß der Fehler bei Stangen größer wird, deren Schwerpunkt mehr gegen die Stangenmitte hin gelegen ist. Dies zeigt auch der Vergleich der Fig. 24 und 27, die zur Stange No. 2 (Fig. 11) und zur Stange 5 (Fig. 14) gehören, deren Schwerpunktsabstand 76,9 v. H. bezw. 58,4 v. H. der Stangenlänge von der Kreuzkopfmitte entfernt ist.

Fig. 25. Kolbenhub angenähert genau

Fig. 28. Kolbenhub angenähert genau

Fig. 25 u. 28. Massendrücke der Schubstange auf die Bahn des Kreuzkopfes. (Kräftemaßstab s. Fig. 24 und 27.)

Bei den Tangentialkomponenten und Bahndrücken ist der Fehler *verhältnismäßig* größer, jedoch von geringer Bedeutung, weil, wenigstens bei gleichförmiger Kurbelgeschwindigkeit, die Radialkomponenten viel größer sind als die Tangentialkomponenten und Bahndrücke. Es ist ferner in diesem Zusammenhang zu bedenken, daß die Trägheitskräfte der Schubstange nicht die einzigen im Kurbelgetriebe sind, daß vielmehr die hin- und hergehenden Massen des Kreuzkopfes, des Kolbens und der Kolbenstange und die rotierende Masse der Kurbel ebenfalls Trägheitskräfte äußern, wodurch ein Fehler in der Be-

stimmung der Massendrücke der Schubstange im Gesamtergebnis weniger bemerkbar wird.

Auch die von *Mollier* gestellte Frage, welche Kraft am Kreuzkopf in der Schubrichtung wirken müsse, um die Schubstange zu bewegen, kann angenähert so beantwortet werden, daß man die Stangenmasse nach dem Schwerpunktsgesetz auf die beiden Stangenenden verteilt und dann die Kraft berechnet, die zur Beschleunigung des auf den Kreuzkopf entfallenden Massenanteils erforderlich ist[5]). Hierbei ergibt sich der Näherungswert zu klein; der Fehler kann mit Hilfe der Angaben *Molliers* leicht allgemein und zahlenmäßig ausgedrückt werden.

Fig. 26.

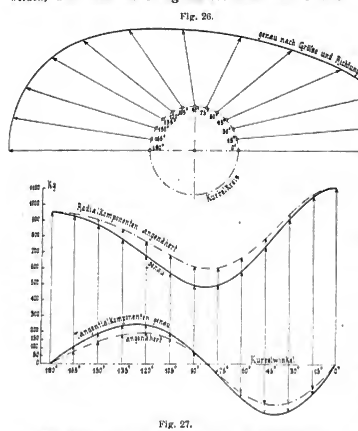


Fig. 27.

Fig. 26. Massendrücke der Schubstange auf den Kurbelzapfen nach Größe und Richtung.

Fig. 27. Tangential- und Radial-Komponenten des Massendruckes der Schubstange auf den Kurbelzapfen.

Zusammenfassung und Schlüsse.

Für eine angenäherte Ermittlung der Trägheitskräfte einer Schubstange genügt es, die Stangenmasse nach dem Schwerpunktsgesetz auf die beiden Stangenenden zu verteilen, die Stange also durch zwei in den Stangenenden konzentrierte Massenpunkte zu ersetzen. Die Stangenmasse ist dadurch in einen lediglich rotierenden und in einen lediglich hin- und hergehenden Anteil zerlegt. Dabei wird die Radialkomponente des Massendrucks der Schubstange auf den Kurbelzapfen in allen Kurbelstellungen außer den Totlagen überschätzt, die Tangentialkomponente und der Bahndruck unterschätzt bei allen Kurbelwinkeln außer 0, 180 und etwas weniger als 90 Grad. Der größte Fehler bei Bestimmung der Radialkomponente ist für eine Anzahl ausgeführter Stangen oben ausgerechnet.

Das Verfahren zur genauen Berechnung der Massendrücke der Schubstange, das schon von *Mohr*, *Lorenz* und *Wittenbauer* angegeben wurde, ist elementar bewiesen. Die zur Durchführung der Rechnung nötigen Werte des Gewichts, der Schwerpunktslage und des Trägheitsmomentes sind an 14 ausgeführten Stangen mit verschiedener Massenverteilung experimentell ermittelt[6]); mit Hilfe dieser Angaben kann das Trägheitsmoment von Stangen, die nur in Zeichnung vorliegen, geschätzt werden.

Mit einem *Gegengewicht* an der Kurbel kann man nur die Radialkomponenten der Trägheitskräfte an der Kurbel teilweise ausgleichen; vollständig gelingt dies nie, da diese Radialkomponenten von wechselnder Größe sind infolge des Vorhandenseins hin- und hergehender Massen; die Stange wirkt eben nicht nur wie eine rotierende Masse. Der Größtwert der Radialkomponente an der Kurbel in den beiden Totlagen ist

$$M\frac{v^2}{r}\left(1 \pm \frac{r}{l}\cdot\frac{b}{l}\right)^{7)}$$

(M = Schubstangenmasse, v^2/r Zentripetalbeschleunigung, b Abstand des Stangenschwerpunktes von Mitte Kurbelzapfen). Der Kleinstwert der Radialkomponente in der Stellung, in der Kurbel und Stange etwa einen rechten Winkel einschließen, ist:

$$M\frac{v^2}{r}\frac{a}{l}\frac{l'}{l},$$

(a Abstand des Stangenschwerpunktes von Mitte Kreuzkopf; l' „reduzierte Pendellänge" der Stange, von Kreuzkopfmitte aus gemessen). Bezüglich des Wertes l'/l siehe Tab. 2.

Nur der zuletzt angegebene Kleinstwert der Radialkraft ist durch ein Gegengewicht an der Kurbel vollständig ausgleichbar. Ist die Zentrifugalkraft des Gegengewichts gerade diesem Kleinstwert gleich, so tritt ein vollständiger Ausgleich der radialen Massenkräfte dann ein, wenn Kurbel und Stange einen rechten Winkel bilden; in allen anderen Kurbelstellungen ist ein Ueberschuß an Radialkraft in Richtung Wellenmitte-Kurbelzapfen wirksam. Wird nun die Zentrifugalkraft des Gegengewichts größer als

$$M\frac{v^2}{r}\cdot\frac{a}{l}\cdot\frac{l'}{l}$$

gemacht, so wirkt in den Totlagen ein Ueberschuß an radialer Massenkraft im Sinne: Wellenmitte-Kurbelzapfen, in der Mitte zwischen den beiden Totlagen dagegen ein solcher in entgegengesetztem Sinne. Man könnte daran denken, die beiden Ueberschüsse gleich groß zu machen.

Häufig wird man sich begnügen müssen, die „Zentrifugalkraft des Schubstangenkopfes" auszugleichen, so z. B. bei der schweren und rasch bewegten Stange No. 14. Weiter zu gehen verbietet in diesem Fall die Unmöglichkeit, ein größeres Gegengewicht unterzubringen; an einen Ausgleich der von den hin- und hergehenden Massen herrührenden Radialkräfte an der Kurbel ist in solchen Fällen nicht zu denken. Die tangentialen Massendrücke an der Kurbel lassen sich durch ein Gegengewicht überhaupt nicht ausgleichen.

[5]) Bei der Fragestellung *Molliers* ist angenommen, daß die Beschleunigung der Schubstange lediglich von einer am Kreuzkopf tätigen Kraft bewirkt werde; ein Austausch lebendiger Kraft zwischen Schwungrad und Stange ist hiernach ausdrücklich ausgeschlossen und damit auch das Auftreten einer Tangentialkraft an der Kurbel.

[6]) Vergl. auch *Mollier*, Z. d. V. D. I. 1903, S. 1638.

[7]) Ist außer der Stangenmasse M noch eine lediglich hin- und hergehende Masse M_1 vorhanden, so kommt zu dieser Kraft der Betrag hinzu:

$$M_1\cdot\frac{v^2}{r}\left(1 \pm \frac{r}{l}\right)$$

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers.

Von Diplom-Ingenieur **Otto Schäfer**, Hannover.

(Fortsetzung von S. 614 d. Bd.)

II. *Die Elastizität des Wassers.*

Eine Zusammenstellung und ausführliche Beschreibung der bis zum Jahre 1779 unternommenen Versuche, die Zusammendrückbarkeit des Wassers nachzuweisen, findet sich in dem Buche von *Zimmermann* „Ueber die Elastizität des Wassers", welches in jenem Jahre erschienen ist. Danach haben u. a. *Bacon* (1694) und *Boyle* (1677) versucht, die Zusammendrückung zu erweisen, indem sie mit Wasser gefüllte Hohlkugeln hämmerten oder preßten. Nachdem, wie *Zimmermann* weiter mitteilt, derartige Versuche ohne Beweiskraft geblieben waren, gelang es *John Canton* im Jahre 1761, wirklich eine Zusammendrückbarkeit des Wassers nachzuweisen. Seine Versuche sind 1762 veröffentlicht unter dem Titel „Experiments to prove that water is not incompressible" by *John Canton* M. A. and F. R. S. Philosophical Transactions Vol. 52. Part. 2. Artic. 103 p. 641. Spätere Versuche und genauere Messungen über die Größe der Zusammendrückung sind ausgeführt von: *Perkins* 1820. Philos. Transactions Vol. 72 und *Poggendorfs* Annalen IX 547 (1827).

Oerstedt 1822. Denkschriften der Kopenhagener Akademie. IX Bd. 1822. Pogg. Ann. IX. 603 (1827).

Colladon und *Sturm*. Ann. de chim. et de phys. T. 36 p. 113 (1827). Pogg. Ann. XII. 39 (1828).

Regnault und *Grassi* 1847. Mémoires de l'acad. des sciences (1847). Ann. de chim. et de phys. III. Sér. T. 31 (1851).

Amagat. Ann. de chim. et de phys. V. Sér. T. 11 (1877) VI. Sér. T. 29 (1893).

Röntgen und *Schneider*. Annalen der Physik und Chemie. Neue Folge. Bd. 29, 1886. Bd. 33, 1888.

Eine Anzahl Quellenangaben, Mitteilung einzelner Versuchswerte und einer nach Versuchen von *Pagliani, Vicentini, Avenarius* und *Grimaldi* zusammengestellten Tabelle für die Zusammendrückbarkeit bei verschiedenen Temperaturen findet sich in „*Landolt* und *Börnstein*" Phys. chem. Tabellen (1894, 2. Auflage).

Amagat hat gefunden, daß die Zusammendrückung für destilliertes, ausgekochtes Wasser bei 0° C.

zwischen	1	und	500 at[10]	=	0,0000475
„	500	„	1000		0,0000416
„	1000	„	1500		0,0000358
„	1500	„	2000		0,0000324
„	2000	„	2500		0,0000292
„	2500	„	3000		0,0000261

des ursprünglichen Volumens beträgt.

Die Proportionalität zwischen Druck und Volumenänderung ist also, wenn es sich um sehr bedeutende Druckschwankungen handelt, nicht anzunehmen, während sie bei Aenderungen, die kleiner sind als 500 at, mit genügender Genauigkeit vorausgesetzt werden kann. Eine bleibende Volumenverminderung des Wassers, welches unter Druck gestanden hat, ist jedoch nicht festgestellt worden. Für die praktisch vorkommenden Verhältnisse kann man den Einfluß der Temperatur und die Abweichungen von der Proportionalität vernachlässigen und mit 0,000048 als Mittelwert rechnen. Als Modul E für die Volumenelastizität ist dann 20 900 (der reziproke Wert von 0,000048) einzuführen.

[10]) 1 at = 1 kg/qcm.

Der Elastizitätsmodul E ist auch indirekt ermittelt worden, indem man die Geschwindigkeit des Schalles im Wasser bestimmt hat. Für diese gilt die Beziehung

$$E = w^2 \frac{\gamma}{g},$$

worin γ das spezifische Gewicht, g die Erdbeschleunigung und w die Geschwindigkeit bedeutet.

Durch Messungen im Genfer See haben *Colladon* und *Sturm* $w = 143\,500$ m/Sek. gefunden, woraus sich E zu 20 900 ergibt. Die große Uebereinstimmung ist überraschend, weil in dem einen Falle luftfreies, in dem anderen lufthaltiges Wasser verwendet wurde. Ein geringer Luftgehalt kann also einen größeren Einfluß als die Versuchsungenauigkeiten nicht haben.

Nun wird in der Technik das Wasser nicht für sich allein, sondern eingeschlossen in Gefäßen irgend welcher Art, Rohrleitungen, Akkumulatoren, Pumpenzylindern und dergl. verwendet, so daß auch die Nachgiebigkeit der Wandungen in Rücksicht zu ziehen ist.

Ein zylindrisches Rohr von innerem Durchmesser d und der Wandstärke δ sei mit Wasser gefüllt. Erhöht sich nun der Druck des Wassers um 1 at, so vermindert sich das Volumen des Wassers wie wir sahen um $\frac{1}{20\,900}$, während das Rohr und damit sein Inhalt sich entsprechend den in den Wandungen auftretenden Spannungen vergrößert. Bei geringen Wandstärken nimmt man bekanntlich an, daß sich die tangentiale Zugspannung σ über die ganze Wandstärke δ gleichmäßig verteilt. Aus der hierfür bestehenden Gleichung

$$2\,\delta \,.\, \sigma = d_1 \,.\, p_i$$

folgt

$$\sigma = \frac{d_1 p_i}{2\,\delta} = c\,p_i,$$

wenn p_i den inneren Ueberdruck in at und

$$c = \frac{d_i}{2\,\delta}$$

für ein bestimmtes Rohr eine Konstante bezeichnet.

Bei größeren Wandstärken gilt diese Formel nicht mehr, sondern diejenige von *C. v. Bach*:

$$d_a = d_i \sqrt{\frac{\sigma + 0{,}4\,p_i}{\sigma - 1{,}3\,p_i}},$$

worin d_i den inneren, d_a den äußeren Durchmesser des Rohres bedeutet. σ ist die an der Innenfläche auftretende größte tangentiale Zugbeanspruchung. Nach σ aufgelöst ergibt die Gleichung

$$\sigma = p_i \frac{1{,}3\left(\frac{d_a}{d_i}\right)^2 + 0{,}4}{\left(\frac{d_a}{d_i}\right)^2 - 1} = p_i \cdot c_1,$$

worin c_1 für ein bestimmtes Rohr eine Konstante ist.

Trotz der ungleichmäßigen Verteilung der Spannung über die Dicke der Wand ist für die innerste Faser die Zugbeanspruchung σ und damit auch die Dehnung proportional p_i. Hieraus läßt sich die Vergrößerung des Rohrquerschnittes berechnen, welche infolge einer Druckerhöhung eintritt. Der Inhalt des Rohres wird sich aber noch mehr vergrößern, weil auch eine Verlängerung ei-

Richtung der Rohrachse eintreten wird. Das Verhältnis der achsialen Zugspannung σ_a zu σ mit a bezeichnet, ergibt

$$\sigma_a = a\,\sigma.$$

Ist E_1 der Elastizitätsmodul der Längenänderung für das Material der Wandungen und d_{i_1} der innere Durchmesser des durch den Druck erweiterten Rohres, so ist

$$1 + \frac{\sigma}{E_1} = \frac{d_{i_1} \cdot \pi}{d_i \cdot \pi} = \frac{d_{i_1}}{d_i}.$$

Das Verhältnis der Querschnitte ist also

$$\frac{d^2_{i_1} \frac{\pi}{4}}{d^2_i \frac{\pi}{4}} = \frac{d^2_{i_1}}{d^2_i} = \left(1 + \frac{\sigma}{E_1}\right)^2 = 1 + \frac{2\sigma}{E_1} + \left(\frac{\sigma}{E_1}\right)^2$$

$\frac{\sigma}{E_1}$ ist ein kleiner Wert ($\sim 0{,}001$) und $\left(\frac{\sigma}{E_1}\right)^2$ infolgedessen so klein, daß es gegen 1 vernachlässigt werden kann.

Für σ den Wert $c\,p_i$ bezw. $c_1\,p_i$ eingeführt, liefert die Gleichung:

$$\frac{d^2_{i_1} \frac{\pi}{4}}{d^2_i \frac{\pi}{4}} = 1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{2c}} \text{ bezw. } 1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{2c_1}}.$$

Ist J der ursprüngliche Inhalt des Rohres, so ist der Inhalt des durch den Druck nur erweiterten, nicht verlängerten Rohres J_1

$$J_1 = J\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{2c}}\right) \text{ bezw. } = J\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{2c_1}}\right).$$

Der Inhalt J_2 des sowohl erweiterten als auch verlängerten Rohres ergibt sich nun zu:

$$J_2 = J_1\left(1 + \frac{\sigma}{E_1}\right) = J_1\left(1 + \frac{a\,\sigma}{E_1}\right) = J_1\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{a\,c_1}}\right)$$

$$\text{bezw. } = J_1\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{a\,c_1}}\right)$$

$$J_2 = J\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{2c}}\right)\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{a\,c}}\right)$$

$$\text{bezw. } = J\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{2c_1}}\right)\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{a\,c_1}}\right).$$

Dieser Rauminhalt J_2 enthält aber zusammengepreßtes Wasser, welches vor der Zusammendrückung das Volumen J_3 hatte. Danach ist:

$$J_3 = J_2\left(1 + \frac{p_i}{20\,900}\right)$$

$$J_3 = J\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{2c}}\right)\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{a\,c}}\right)\left(1 + \frac{p_i}{20\,900}\right)$$

beziehungsweise

$$J_3 = J\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{2c_1}}\right)\left(1 + \frac{p_i}{E_1 \frac{1}{a\,c_1}}\right)\left(1 + \frac{p_i}{20\,900}\right).$$

Durch Ausmultiplizieren und Vernachlässigen von Gliedern sehr geringer Größe ergibt sich:

$$J_3 = J\left[1 + p_i\left(\frac{1}{E_1 \frac{1}{2c_1}} + \frac{1}{E_1 \frac{1}{a\,c_1}} + \frac{1}{20\,900}\right)\right].$$

Den Ausdruck

$$\left(\frac{1}{E_1 \frac{1}{2c_1}} + \frac{1}{E_1 \frac{1}{a\,c_1}} + \frac{1}{20\,900}\right)$$

kann man als den reziproken Elastizitätsmodul von Wasser und Wandungen zusammen betrachten

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{E_1 \frac{1}{2c}} + \frac{1}{E_1 \frac{1}{a\,c}} + \frac{1}{20\,900}$$

$$\text{bezw. } = \frac{1}{E_1 \frac{1}{2c_1}} + \frac{1}{E_1 \frac{1}{a\,c_1}} + \frac{1}{20\,900}.$$

In welchen Grenzen hält sich nun dieser Modul E für Wasser und Wandungen?

Als untere Grenze kann für dünne Rohre

$$\frac{2\delta}{d} = \frac{1}{10},$$

also $c = 10$, $a = 0{,}5$ und der Elastizitätsmodul der Wandungen für Gußeisen $= 800\,000$ bis $1\,000\,000$, für Schmiedeeisen $= 2\,000\,000$ werden. Hierfür ergibt sich die folgende Uebersicht:

$\frac{2\delta}{d_i} = p_i =$	0,1	0,1	0,1
E_1	800 000	1 000 000	2 000 000
E	12 640	13 730	16 570

Die obere Grenze erhält man für dickwandige Rohre. Für solche läßt sich a zu jedem $\frac{p_i}{\sigma}$ auf folgende Weise bestimmen: Unter der Annahme, daß sich die gesamte in der Richtung der Achse auftretende Kraft $p_i\,d^2_{i_1}\frac{\pi}{4}$ gleichmäßig über die ganze Wandstärke verteilt, ist

$$\sigma_a = \frac{p_i\,d^2_{i_1}\frac{\pi}{4}}{d^2_a\frac{\pi}{4} - d^2_{i_1}\frac{\pi}{4}} = \frac{p_i}{\left(\frac{d_a}{d_{i_1}}\right)^2 - 1}$$

$$\sigma = p_i\,\frac{1{,}3\left(\frac{d_a}{d_i}\right)^2 + 0{,}4}{\left(\frac{d_a}{d_i}\right)^2 - 1}$$

$$a = \frac{\sigma_a}{\sigma} = \frac{1}{1{,}3\left(\frac{d_a}{d_i}\right)^2 + 0{,}4} \cdot \frac{\left(\frac{d_a}{d_i}\right)^2 - 1}{\left(\frac{d_a}{d_{i_1}}\right)^2 - 1}$$

Da die elastischen Formänderungen bei Gußeisen und Schmiedeeisen nur sehr gering sind, so ist annäherungsweise

$$\frac{\left(\frac{d_a}{d_i}\right)^2 - 1}{\left(\frac{d_a}{d_{i_1}}\right)^2 - 1}$$

gleich 1 und

$$a = \frac{\sigma_a}{\sigma} = \frac{1}{1{,}3\left(\frac{d_a}{d_i}\right)^2 + 0{,}4}.$$

In diese letzte Gleichung wird der aus $\frac{p_i}{\sigma}$ ermittelte Wert von $\frac{d_a}{d_i}$ eingesetzt.

Auf Grund dieser Formeln ergeben sich folgende zwei Uebersichten:

$\frac{p_i}{\sigma}$ =	0,3	0,3	0,3
E_1 =	800 000	1 000 000	2 000 000
E =	14 770	15 680	17 910

$\frac{p_i}{\sigma}$ =	0,75	0,75	0,75
E_1 =	800 000	1 000 000	2 000 000
E =	19 530	19 800	20 170

Der Elastizitätsmodul für Hohlzylinder einschließlich ihres Wasserinhalts schwankt also zwischen 12 600 und ∾ 20 200, je nachdem die Wandungen bei kleinem Druck (∾ 10 at) aus Gußeisen, oder bei hohem Druck (∾ 400 bis 500 at) aus Schmiedeeisen oder Stahl hergestellt sind.

III. *Stöße in einem Akkumulator unter Berücksichtigung der Elastizität des Wassers.*

Die Elastizität des Wassers hat ihren größten Einfluß bei hohen Pressungen, also in den bei hydraulischen Aufzügen, Pressen und Nietmaschinen vorkommenden Rohrleitungen und Akkumulatoren, vor allen Dingen in letzteren, weil sie, mit den Rohrleitungen verglichen, eine große Wassermenge enthalten. Der höchste vorkommende Druck wird in einem Akkumulator entstehen, wenn der Abfluß plötzlich abgesperrt wird, nachdem er vorher lange geöffnet war, das Belastungsgewicht des Akkumulators also seine größte Fallgeschwindigkeit erreicht hatte. Diese Geschwindigkeit soll zunächst bestimmt werden. An den Akkumulator, dessen Belastung das Gewicht G hat, ist eine Abflußleitung von der Länge l und dem Durchmesser d (Querschnitt f) angeschlossen. Das Wasser möge am Ende der Rohrleitung frei ausströmen; dann ist, wenn die Reibung der Akkumulatorstopfbüchse vernachlässigt wird, der Widerstand, den das strömende Wasser in der Leitung findet, die einzige Dämpfung für das Herabsinken des Gewichts. In der ersten Zeit nach der Eröffnung des Abflusses ist die Geschwindigkeit des Wassers noch klein. Bei kleinen Geschwindigkeiten und engen Rohrleitungen ist der Widerstand nach dem Gesetz von *Poiseuille* proportional der ersten Potenz der Geschwindigkeit. Von der sog. „kritischen" Geschwindigkeit an gilt dieses Gesetz jedoch nicht mehr. Nach Versuchen von *O. Reynolds* ist die kritische Geschwindigkeit für Wasser von 15° C

$$w \text{ m/Sek.} = 0{,}0028 \frac{1}{d_m}$$

(Näheres darüber in *Föppl*, „Vorlesungen über Mechanik, Bd. IV".)

Ist $d = 2{,}5$ cm, so liegt w bei etwas mehr als 0,1 m/Sek., also viel niedriger als die normal in Rohrleitungen herrschenden Geschwindigkeiten von etwa 1 bis 2 m/Sek. Bei Geschwindigkeiten größer als die kritischen ist der Widerstand proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit. Hierbei nimmt man die Druckhöhe z, welche erforderlich ist, um Wasser mit der Geschwindigkeit v durch eine Rohrleitung von der Länge l und dem Durchmesser d zu bewegen, bekanntlich an zu:

$$z = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Eingehende Versuche von *Dupuit*, *Darcy* und *Hagen* haben gezeigt, daß diese Beziehung nicht genau zutrifft, daß also λ nicht genau eine Konstante ist. (Eine Zusammenstellung verschiedener Formeln für λ findet sich in „*Keck*, Mechanik II", sowie in der „Hütte, 19. Auflage, Teil I, S. 248".) Da die Abweichungen nur gering sind und es hier nur auf einen Mittelwert ankommt, so kann man λ konstant setzen und zwar für reines Wasser $= 0{,}025$.

Sowohl dieser Wert von λ als auch die Zunahme von z mit dem Quadrat von v sind nur für wesentlich kleinere Geschwindigkeiten als hier in Frage kommen, durch Versuche erprobt. Trotzdem sollen sie hier, mangels passenderer Versuchsergebnisse, angewendet werden. Infolgedessen haben die damit erhaltenen Ergebnisse natürlich auch nur angenäherte Richtigkeit.

Zur Erzeugung des Druckes $\gamma \cdot z$ ist ein Akkumulatorgewicht G_0 notwendig

$$G_0 = F \cdot \gamma \cdot z = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot F \cdot \gamma,$$

worin F der Querschnitt des Akkumulators, γ das spezifische Gewicht des Wassers ist.

Führt man an Stelle der Wassergeschwindigkeit im Rohr ($= v$) die Akkumulatorgeschwindigkeit $V = v\frac{f}{F}$ ein, so wird

$$G_0 = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{1}{2g} V^2 \frac{F^3}{f^2} \cdot \gamma = k \cdot V^2,$$

worin

$$k = \lambda \frac{l}{d} \frac{1}{2g} \frac{F^3}{f^2} \gamma$$

für eine bestimmte Anlage ein konstanter Faktor ist.

Das Gesamtgewicht des Akkumulators muß aber größer sein als G_0, weil nicht nur die Rohrwiderstände zu überwinden, sondern auch noch die Massen des Belastungsgewichtes und des Wassers im Akkumulator $= M_{WA}$, sowie in der Rohrleitung M_{WR}, zu beschleunigen sind. Es ist daher

$$G = G_0 + \frac{G}{g}\frac{dV}{dt} + M_{WA}\frac{dV}{dt} + M_{WR}\frac{dv}{dt}\cdot\frac{F}{f}.$$

oder

$$G = G_0 + \frac{G}{g}\frac{dV}{dt} + M_{WA}\frac{dV}{dt} + M_{WR}\left(\frac{F}{f}\right)^2\frac{dV}{dt}.$$

Das dritte Glied ist gegenüber dem vierten Glied mit $\left(\frac{F}{f}\right)^2$ sehr klein, etwa 1:100 bis 1:700 und kann vernachlässigt werden: dies gibt

$$G = k \cdot V^2 + \left[\frac{G}{g} + M_{WR}\left(\frac{F}{f}\right)^2\right]\frac{dV}{dt}.$$

V erhält seinen größten Wert für $\frac{dV}{dt} = 0$ aus obiger Gleichung zu

$$V_{max} = \sqrt{\frac{G}{k}}.$$

Um mit den ungünstigsten Verhältnissen zu rechnen, soll angenommen werden, daß dieses V_{max} wirklich erreicht wurde.

Der in Fig. 5 dargestellte Akkumulator[11]) möge Wasser von einer Pressung $p = 100$ at enthalten, sein Querschnitt F sei 1000 qcm, sein Gewicht G ist, in CGS gerechnet, 10^8 g k wird für $d = 2,5$ cm, $l = 500$ cm und $\lambda = 0,025$:

$$k = 1 \,.\, 0,025 \, \frac{500}{2,5} \cdot \frac{1}{2 \,.\, 981} \cdot \frac{1000^3}{4,9^2} = 1,06 \,.\, 10^5.$$

Es ergibt sich somit:

$$V_{max} = \sqrt{\frac{10^8}{1,06 \,.\, 10^5}} = 31 \text{ cm/Sek.}$$

Dieser Geschwindigkeit des Belastungsgewichtes entspricht auch ein Maximum der Wassergeschwindigkeit in der Rohrleitung von 2,5 cm Durchm.:

$$v_{max} = \frac{F}{f} V_{max} = 63,3 \text{ m/Sek.}$$

Es sollen nun weiter die ungünstigsten Annahmen gemacht werden; nämlich in dem Augenblick des plötzlichen Abschlusses sei der Akkumulator ziemlich unten,

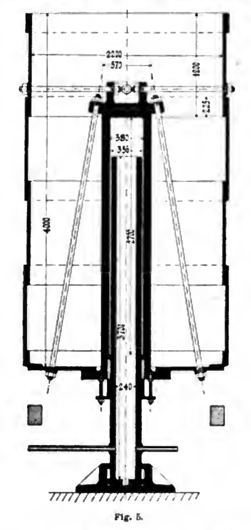


Fig. 5.

so daß er nur noch etwa 146 000 ccm Wasser enthält, während er in seiner höchsten Stellung etwa 425 000 ccm aufnehmen kann. Außerdem sollen die Wandungen sehr steif sein, so daß $E = 20000$ gesetzt werden kann. Das Arbeitsvermögen des fallenden Gewichts muß durch die Zusammendrückungsarbeit des Wassers allein aufgenommen werden:

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{V^2_{max}}{2} = \int_0^{s_1} K \, ds.$$

Die Kraft K ist proportional der jeweiligen Zusammendrückung s, also $K = C \,.\, s$ oder

$$\int_0^{s_1} K \, ds = C \int_0^{s_1} s \,.\, ds = C \frac{s_1^2}{2},$$

$$\frac{G}{g} \frac{V^2_{max}}{2} = C \frac{s_1^2}{2}.$$

Der Wert von C läßt sich durch folgende Ueberlegung ermitteln:

Bei einem Druckzuwachs um 1000 g/qcm würde K sich vergrößern um $F \,.\, 1000 = 10^6$ g, bei diesem selben Druckzuwachs würde sich aber das Volumen um

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{20\,000}$$

vermindern. Dieser Volumenverminderung entspräche ein Weg

$$s' = \frac{146000}{20000 \,.\, 1000} = \frac{1}{137} \text{ cm}$$

Dieser Weg s' und die Vergrößerung von K um 10^6 g sind zusammengehörige Werte, also

$$10^6 = C \cdot \frac{1}{137}$$

oder

$$C = 1,37 \,.\, 10^8.$$

Nunmehr liefert die Gleichung

$$\frac{G}{g} \frac{V^2_{max}}{2} = C \frac{s_1^2}{2}$$

den Wert s_1:

$$\frac{10^8}{981} \cdot \frac{31^2}{2} = 1,37 \cdot 10^8 \cdot \frac{s_1^2}{2},$$

also

$$s_1 = 0,96 \text{ cm}.$$

Daraus findet sich

$$K_{max} = 0,96 \,.\, 1,37 \,.\, 10^8 = 1,3 \,.\, 10^8 \text{ g}$$

und

$$p_{max} = \frac{K_{max}}{F} = 130 \text{ at.}$$

Der Druck würde also für den Fall, daß der freie Austritt plötzlich geschlossen würde, von dem normalen Werte von 100 at für einen Augenblick um weitere 130 at, also auf mehr als das Doppelte steigen, der Akkumulator noch um 0,96 cm sinken. Sobald er zur Ruhe gekommen ist, würde er durch den nun herrschenden Druck von 230 at sofort in die Höhe geworfen werden, darauf wieder nach abwärts fallen, also Schwingungen ausführen. In ähnliche, allerdings kleinere Schwingungen wird der Akkumulator bei jeder Absperrung verfallen. Sie sollen hier weiter untersucht werden.

(Schluß folgt.)

[11]) Die Skizze des Akkumulators ist (von kleinen Aenderungen abgesehen) dem Buche von *Herm. Fischer* „Die Werkzeugmaschinen" entnommen. Nach den auf S. 617 gemachten Angaben ist dieser Akkumulator für einen Druck von 100 at bestimmt.

Ein Beitrag zur Frage der schnellaufenden Sägegatter.

Von Prof. **P. von Denffer**.

Es ist bekannt, daß vorteilhaftes Zerspanen des Holzes mittels Sägen die Anwendung möglichste hoher Schnittgeschwindigkeiten erheischt. Wo solches leicht ausführbar, wie bei den ununterbrochen arbeitenden Kreis- und Bandsägen, wird hiervon auch in ausgiebigster Weise Gebrauch gemacht und Schnittgeschwindigkeiten bis zu 50 m/Sek. und darüber sind bei diesen Sägen anstandslos im Gebrauch.

Ganz anders ist dies jedoch bei den Sägegattern, besonders den Vollgattern, die für unseren europäischen Sägewerksbetrieb zurzeit die wichtigste Maschine zum Blocksägen darstellen. Bei dem Gatter müssen wir Schnittgeschwindigkeiten zulassen, die der Forderung einer günstigen Zerspanung durchaus nicht entsprechen. Ueber 4 m/Sek. mittlerer Schnittgeschwindigkeit dürfte heutzutage wohl kein Vollgatter gewöhnlicher Bauart aufweisen.[1]) Trotzdem behauptet das Gatter immer noch, wenigstens in Europa, einen ersten Platz unter den Sägewerksmaschinen, da die Bandsäge wegen verschiedener ihr anhaftender Mängel noch nicht das Gatter verdrängen kann. Es ist daher durchaus berechtigt, daß dem Gatterbau auch noch heute besondere Aufmerksamkeit geschenkt wird und der Konstrukteur eifrigst bemüht ist, soweit als technisch möglich, die Unvollkommenheiten des Gatters zu beseitigen und dasselbe trotz des nicht zu umgehenden unvollkommenen Prinzips — hin- und hergehende Bewegung der Sägen — doch zu einer leistungsfähigen Maschine zu machen.

Die Umsetzung der rotierenden Bewegung der Triebwelle in die hin- und hergehende Bewegung des Sägerahmens mittels Kurbel und Lenkstange bildet bekanntlich den wunden Punkt aller Gatterkonstruktionen. Ganz abgesehen davon daß wir hierdurch keine unveränderliche Schnittgeschwindigkeit erhalten,[2]) so haben wir es auch hier mit den Beschleunigungskräften zu tun, die an den geradlinig bewegten Teilen auftreten und die leicht Größen erreichen, die den Bestand des Gatters gefährden können. Auf diesen Umstand ist bereits mehrfach hingewiesen worden[3]) und sind die Mittel zur Bekämpfung der unerwünschten Wirkung der Beschleunigungskräfte den Gatterkonstrukteuren längst bekannt.

Es sind dieses: möglichste Verringerung des Gewichtes der geradlinig bewegten Teile (Gatterrahmen einschließlich Sägen und Angeln und Schubstangen), Anordnung von Gegengewichten und endlich Anwendung von Luftpuffern (das sogen. *Fleck*sche Spannwerk D. R. P. No. 50945 und 53447). Diese Mittel entsprechend angewendet, wären vollkommen ausreichend, sofern nicht gerade der moderne Gatterbau eine Richtung eingeschlagen hätte, die der Vervollkommnung des Gatters durchaus hinderlich sein mußte. Es ist dieses das Bestreben, aus dem Sägegatter einen Schnelläufer zu machen, indem man den Hub der Gatter verringerte und entsprechend die Umlaufzahl der Triebwelle erhöhte. Hierdurch ist es jedoch durchaus nicht gelungen der Forderung nach großen Schnittgeschwindigkeiten näher zu kommen, denn die heutigen' kurzhubigen und raschlaufenden Gatter zeigen durchaus keine höheren Schnittgeschwindigkeiten als die früher gebräuchlichen langhubigen hölzernen Gatter.[4])

Gibt uns aber die Verringerung des Hubes bei entsprechender Vergrößerung der Umlaufszahl nicht die Möglichkeit die Schnittgeschwindigkeit zu erhöhen, so hat dieselbe technisch keinen Zweck, ja erweist sich sogar durchaus unvorteilhaft, da bekanntlich bei einer Säge, deren Hub den größten Blockdurchmesser erreicht, bezw. übertrifft, ein weit besseres Auswerfen der Späne vor sich geht als bei einer Säge, deren Hub geringer ist als der größte Blockdurchmesser. Auf gutes Austragen der Späne ist aber großes Gewicht zu legen, da nur bei richtigem Späneauswurf sich große Zuschiebungsgeschwindigkeiten erreichen lassen, ohne daß der Kraftaufwand ungebührlich steigt. Es ist dieses von besonderer Wichtigkeit für die Exportsägemühlen, die in der Regel mit 7—9 Sägen im Rahmen, aus der Mitte des Blockes zwei starke Bohlen herausschneiden, so daß hierbei drei Sägen eine Schnitthöhe fast gleich dem vollen Blockdurchmesser zu überwinden haben. Diese mittleren Sägen werden nun bei den kurzhubigen Gattern ganz bedeutend überlastet, wozu nicht wenig auch noch der Umstand beiträgt, daß die gebräuchlichen Gattersägen (Handelsfabrikat) Zahnteilungen aufweisen, die zum Sägenhub, Schnitt und Vorschubgeschwindigkeiten durchaus nicht immer im richtigen Verhältnis stehen.[5])

Nun bietet sich uns aber ein geradezu ideales Mittel dar, um diese Uebelstände mit einem Schlage zu beheben, indem wir die Gatter wiederum mit einem großen Hube ausstatten.

Hierbei ist jedoch auf einen sehr wichtigen Umstand hinzuweisen, nämlich daß infolge des größeren Hubes sich die Abmessungen des Gatters, sowohl der bewegten Teile, als auch hauptsächlich des ganzen Gestells, vergrößern müssen, daher das Gewicht langhubiger Sägegatter entsprechend höher ausfällt als das Gewicht von Gattern mit kleinem Hub und großer Umlaufszahl.

Größeres Gewicht bedingt aber höheren Preis der Maschinen und dieser Umstand ist wohl in der Hauptsache der Einführung langhubiger Gatter hinderlich gewesen, denn leider ist der Fabrikant oft gezwungen, den Wünschen seiner Käufer, die möglichst billige und trotzdem leistungsfähige Maschinen verlangen, Rechnung zu tragen und auf die Vorteile des großen Hubes zu verzichten, also leichte, schnellaufende Sägegatter zu bauen.

Die Bevorzugung der leichten Gatter von seiten des Käufers ist außer durch den Preis noch in der Hauptsache dadurch hervorgerufen, daß in den weitaus meisten Fällen keine genügende Klarheit über die im Gatter wirkenden Kräfte herrscht und deshalb auch von den Käufern keine richtige Würdigung bezw. Kritik der Gatterkonstruktionen, ihrer Vorzüge und Nachteile ausgeübt werden kann.

Ein überaus anschauliches Bild gewinnt man jedoch, wenn man die im Gatter auftretenden Kräfte zeichnerisch

---

[1]) Die größten Geschwindigkeiten bis 4,7 m/Sek. erreichen die *Fleck*schen Spannwerkgatter, von denen später die Rede ist.

[2]) Es ist bekanntlich angenähert: $c = v \sin\alpha \left(1 \pm \frac{r}{l} \cos\alpha\right)$, worin c die Geschwindigkeit des Sägerahmens, v die Kurbelgeschwindigkeit, r den Kurbelradius, l die Schubstangenlänge und α den Erhebungswinkel der Kurbel bezeichnen.

[3]) Z. d. V. d. I. 1862, S. 269.

A. Danz, Zeitschrift f. Werkzeugmaschinen und Werkzeuge 1896, S. 34 u. ff.

[4]) So zeigen z. B. die mit den größten Schnittgeschwindigkeiten ausgestatteten *Fleck*schen Spannwerkgatter folgende Geschwindigkeiten: Lichte Rahmenweite 500 mm, Hub 370 mm, Umdrehungszahl i. d. Min. 370, Schnittgeschwindigkeit 4,56 m/Sek.; lichte Rahmenweite 800 mm, Hub 470 mm, Umdrehungszahl i. d. Minute 300, Schnittgeschwindigkeit 4,70 m/Sek.

[5]) Vergl. *H. Fischer*, Die Holzbearbeitungsmaschinen S. 36 und ff.

darstellt, die Aenderungsgesetze dieser Kräfte verfolgt und die größten Werte der Kräfte ermittelt. Die Ueberlegenheit der langhubigen Gatter tritt dann überaus deutlich zutage, wie aus dem nachfolgenden hervorgeht.

Nehmen wir als Beispiel ein senkrechtes Vollgatter [6]) von 800 mm lichter Rahmenweite mit einem Hube $H = 2r = 500$ mm bei $n = 215$ Umdrehungen der Triebwelle i. d. Minute. Die mittlere Schnittgeschwindigkeit ergibt sich zu 3,58 m/Sek., erreicht somit für Vollgatter einen ziemlich hohen Wert.

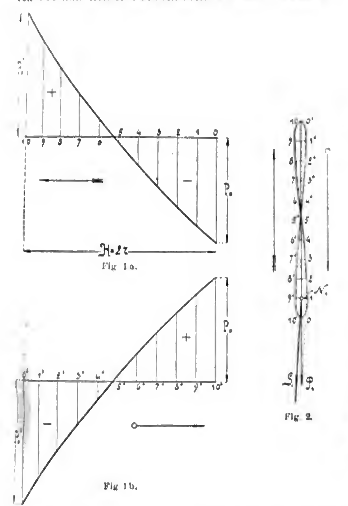


Fig. 1a. Fig. 1b. Fig. 2.

hältnis des Kurbelradius zur Schubstange ist $\frac{r}{l} = 1 : 12$.

Die Beschleunigungsdrücke ermitteln sich aus der Beziehung:

$$P = \frac{G\,v^2}{g\,r}\left(\cos\alpha \pm \frac{r}{l}\cos 2\alpha\right)$$

und erhält man die Fig. 1a und 1b, die das Aenderungsgesetz dieser Drücke darstellen [7]) (Längen 1 : 10, Kräfte

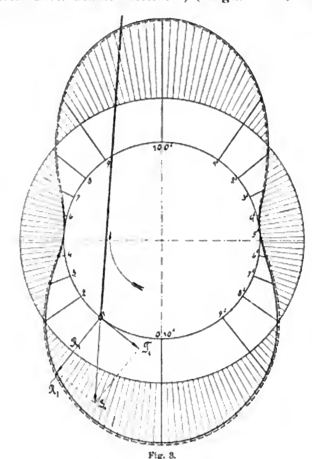


Fig. 3.

1 mm = 200 kg. Fig. 1a Aufgang, Fig. 1b Niedergang.) Die Kräfte erhalten ihre Höchstwerte in $P_0 = 5329$ kg und $P'_0 = 6298$ kg.

Diese am Rahmen auftretenden Kräfte lassen sich in

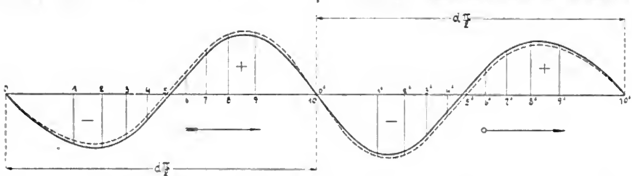


Fig. 4.

Das Gewicht der geradlinig bewegten Teile — Rahmen einschl. 12 Sägen und Angeln und ein Teil der Schubstangen — beträgt rund $G = 450$ kg. Das Ver-

die Kräfte S und N zerlegen (Fig. 2), von denen erstere in die Richtung der Schubstange fällt und letztere normal zu den Rahmenführungen gerichtet ist. Das Aenderungsgesetz dieser letzteren Kräfte zeigt die dargestellte Kurve. Die Kräfte S, an den Kurbelzapfen übertragen, lassen sich in radial bezw. tangential gerichtete Kräfte R und T zerlegen (Fig. 3). Ihre Aenderungsgesetze erhalten wir durch Abtragen der ersteren Kräfte radial auf den Kurbelkreis,



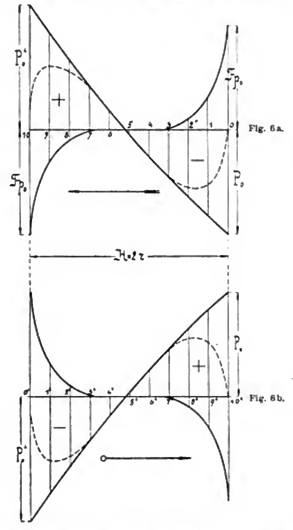
Fig. 5.

[6]) Hier kommt ja als Blocksägemaschine in der Hauptsache das senkrechte Vollgatter in Frage. Beim Horizontalgatter, das bekanntlich erheblich geringere Gewichte der bewegten Teile aufweist und auch mit großem Hub ausgeführt wird, liegen selbstredend die Verhältnisse bedeutend günstiger.

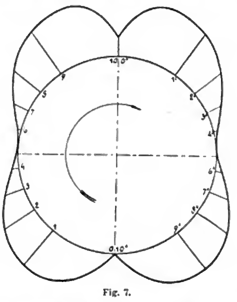
[7]) Ein bequemes Verfahren zum Verzeichnen dieser Kurve ist von *A. Danz*, Zeitschrift f. Werkzeugmaschinen und Werkzeuge 1896, S. 34 angegeben worden. Andere Verfahren in Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit S. 307—313.

und der Tangentialkräfte durch Abtragen auf den ausgestreckten Kurbelweg (Fig. 4).

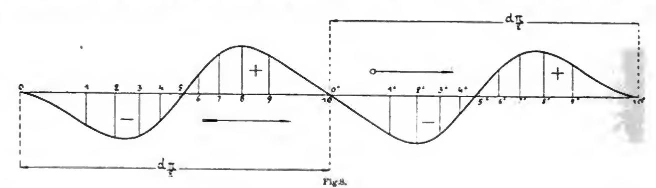
Natürlich ist hier die Anwendung eines Gegengewichts unerläßlich. Zur Anwendung gelangt im vorliegenden


Fig. 6a.
Fig. 6b.

Fall ein Gegengewicht, dessen Fliehkraft $c = 2250$ kg beträgt und die durch Gewichte $G' = 90$ kg im Abstande $r' = 500$ mm vom Mittelpunkt erreicht werden kann (auf jede Kurbelscheibe des Gatters kommen somit 45 kg Gegengewicht). Die Fliehkraft des Gegengewichts wird als konzentrischer Kreis in Fig. 3 eingetragen, so daß uns als radial wirkende Kräfte die jeweiligen Differenzen der Radial- und Fliehkraft verbleiben, die im Diagramm durch Schraffieren kenntlich gemacht sind. Berücksichtigt man nun noch das Eigengewicht des Gegengewichts, so ergeben sich von diesem radial bezw. tangential gerichtete Komponenten, die die Kurve der Radial- und Tangentialkräfte entsprechend verändern, wie dieses die punktierten Kurven in Fig. 3 und 4 andeuten. Die in bestimmter Weise sich ändernden Radial- und Tangentialkräfte am Kurbelzapfen bewirken natürlich auch eine Aenderung der Drücke, die die Kurbelwellenlager aufzunehmen haben. Auch das Aenderungsgesetz dieser Kräfte läßt sich am besten graphisch verfolgen, indem man für die jeweiligen Kurbelstellungen die zugehörige Größe und Richtung des Lagerdruckes aus einem leicht zu verzeichnenden Kräftepolygon ermittelt und solche als Radius vector des um


Fig. 7.

den Wellenmittelpunkt als Pol zu verzeichnenden Diagramms aufträgt. Hierbei wird natürlich in Betracht gezogen das Eigengewicht der Welle nebst Kurbelscheiben und Riemscheiben $G_0 = 1000$ kg, sowie der Achsdruck, ausgeübt durch die Riemenspannung, $2\,S_0 = 500$ kg (entsprechend einer Arbeitsübertragung durch den Riemen von rund 25 PS, wie für ein solches Gatter bei voller Leistung erforderlich). Das auf diesen Grundlagen verzeichnete Lagerdruckdiagramm erhält die Form Fig. 5.[8]) Die Lagerdrücke schwanken in den Grenzen von 4200 kg (zwischen Stellung *0* und *1*) bis 1600 kg (nahe der Stellung *3'*).


Fig. 8.

Die Verteilung der Drücke ist dank dem richtig gewählten Gegengewicht nicht ungünstig, doch haben die Lagerdeckel immerhin recht bedeutende Beanspruchungen auszuhalten. Vergleichen wir hiermit die Anwendung des *Fleck*schen Spannwerkes zum Ausgleich der Beschleunigungsdrücke, so haben wir in die Diagramme der Beschleunigungsdrücke (Fig. 1) die Kompression im Luftzylinder als entgegen wirkende Kräfte einzutragen (Fig. 6a und 6b). Die Größe der Kolbenfläche und die größte Luftspannung sind so gewählt, daß im oberen Totpunkt kein Druck

Fig. 9.

[8]) In der Figur ist das Kräftepolygon für die Kurbelstellung *1* eingezeichnet mit *M* als Wellenmittel, $R_1 - C$ bedeutet Radialkraft abzüglich Fliehkraft des Gegengewichts. $T_1 + T'$ Tangentialkraft, vergrößert durch die Tangentialkraft, ausgeübt vom Eigengewicht des Gegengewichts, L_1 resultierender Lagerdruck.

auf den Lagerdeckel herrscht. Alsdann erhält man die in Fig. 6 punktiert gezeichneten resultierenden Kurven der nicht durch das Spannwerk aufgenommenen Beschleunigungsdrücke. Die auf Grund dieses verzeichneten Radial- und Tangentialkraftdiagramme erhalten die Formen nach Fig. 7 und 8. Ganz abweichend in seiner Form ist das Lagerdruckdiagramm (Fig. 9), verzeichnet mit denselben Werten von G_0 und $2\ S_0$. Die Kräfte in der wagerechten Richtung sind ganz erheblich geringer als bei dem Diagramm (Fig. 5) (bei letzteren bedingt durch die Fliehkraft des Gegengewichts), desgleichen haben auch die Kräfte in senkrechter Richtung abgenommen, wenn auch nicht sehr bedeutend.

(Schluß folgt.)

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907 (s. d. Bd. S. 278).

Von k. k. landw. techn. Konsulent **A. Stift** (Wien).

(Fortsetzung von S. 617 d. Bd.)

Schon vor ungefähr 26 Jahren tauchte zuerst der Gedanke auf, die Diffusion mit der Pressung zu vereinigen, und zwar in der Weise, daß die Schnitzel vor dem Verlassen der Diffusionsbatterie einer teilweisen Pressung unterworfen werden sollten. Dieser ersten Erfindung folgten noch andere Konstruktionen, die sich aber in der Praxis nicht bewährten, so daß die ganze Frage in Vergessenheit geriet, bis anfangs unseres Jahrhunderts die Idee einer ununterbrochenen, mit teilweiser Pressung verbundenen Diffusion wieder von den Technikern aufgenommen wurde. Von den vorgeschlagenen Verfahren wurde nur eines mit glücklichem Erfolge in die Praxis übertragen, nämlich das *Preß-Diffusionsverfahren von Hyroß-Rak*. Die ersten Versuche wurden mit einem kleinen Apparat ausgeführt und die gemachten Erfahrungen sodann auf die Konstruktion eines Apparates für den Großbetrieb übertragen, welcher in der Kampagne 1906/07 in der *Zuckerfabrik Böhmisch Brod* in Betrieb gesetzt wurde, von Anfang bis zum Ende derselben tadellos und ohne jedwede Störung arbeitete und allen gehegten Erwartungen vollständig entsprach. Referent hatte Gelegenheit, das Verfahren in genannter Zuckerfabrik zu besichtigen und darüber zu berichten[18]). Die Fabrik verarbeitete täglich 12000 Meterzentner Zuckerrüben, zu welchem Zwecke zwei Diffusionsbatterien zur Verfügung standen. In einem Seitenraume, neben der Dampftrockenanlage (System *Sperber*), und unweit der Schnitzelmaschine stand die Batterieanlage *Hyroß-Rak*, welcher die zur Verarbeitung dienenden Schnitzel mittels eines Rechentransporteurs von der Schnitzelmaschine zugeführt wurden. Der Grundgedanke des Verfahrens ist der, nach dem bewährten Prinzip der *Robert*schen Batterie die Auslaugung in einzeln aufeinander folgenden Räumen nacheinander und getrennt auszuführen, und behufs Erhöhung des Effektes nach jeder einzelnen Auslaugung zu pressen. Da die bestehenden Diffusionsbatterien für den beabsichtigten Zweck nicht verwendet werden können, so ist daher die Aufstellung einer neuen Konstruktion notwendig, die durch die Deutsche Patentschrift No. 156592 geschützt ist. Fig. 2 ist ein senkrechter Längsschnitt durch den ersten Diffuseur und Fig. 3 zeigt den Grundriß einer Batterie von vier Diffuseuren in schematischer Darstellung. Die Diffusionsbatterie besteht ähnlich wie die üblichen Diffusionsbatterien aus einer Anzahl von Diffuseuren, in welchen unter Wasserdruck diffundiert wird, jedoch mit dem Unterschied, daß hier die Schnitzel nicht in demselben Diffuseur während des ganzen Diffusionsvorganges verbleiben, sondern aus einem Diffuseur in den nächstfolgenden übergehen und dabei ausgepreßt werden. Infolgedessen entfällt jedes Oeffnen und Schließen von Diffusionsdeckeln und jede damit verbundene Unterbrechung der Diffusion. Alle Diffuseure sind gleich groß, von gleicher Gestaltung und parallel nebeneinander aufgestellt. Ihre Lage kann entweder wagerecht (wie in der Zeichnung), senkrecht (wie in Böhmisch Brod) oder auch geneigt sein. In Böhmisch Brod bestand die Versuchsbatterie, die täglich 3000 Meterzentner Rüben verarbeitete, aus vier Diffuseuren, und die Anlage war insofern nicht vollständig, als zu einer normalen Entzuckerung sechs Zylinder nötig sind; aus diesem Grunde hat die Aussüßung der Schnitzel nicht den gewünschten Grad erreicht, was mit sechs Diffuseuren aber sicher geschehen kann, so daß die Entzuckerung dann eine normale wird.

Das Gehäuse des Diffuseurs *I* (Fig. 2) ist am breiten Ende vollwandig und zylindrisch; in der Mitte verengt es sich nach dem linken Ende zu, wo das Sieb C^1 einen Teil des konischen Mantels bildet. Dieses Sieb befindet sich jedoch nicht ganz am Ende des Diffuseurs, sondern hinter

Fig. 2.

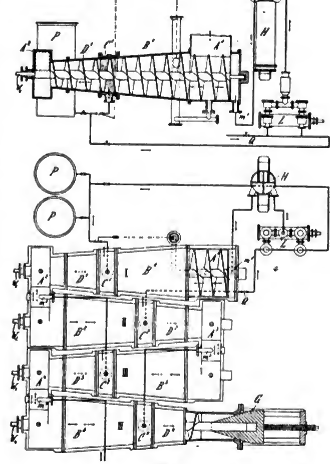
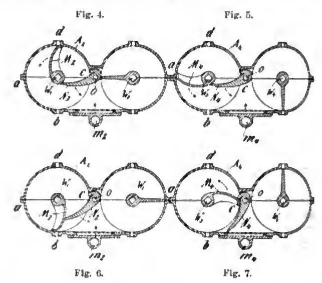


Fig. 3.

dem Siebe ist noch ein Teil des Diffusionsgehäuses vollwandig ausgebildet. In diesem Teil hat der Diffuseur den kleinsten Durchmesser. Die frischen Schnitzel werden durch einen Füllrumpf bei *A'* in den Diffuseur *I* befördert und gelangen zu der Förderschnecke, welche sie in der Pfeilrichtung gegen das verengte Ende *D'* zu bewegt.

[18]) Die Deutsche Zuckerindustrie 1907, 32. Jahrgang, S. 57.

Die Diffusionsflüssigkeit (Rübensaft) wird bei C^2 (Fig. 3) aus dem Diffuseur *II* durch Oeffnen des Ventils abgezogen und strömt mit Hilfe der Pumpe *L* und des Vorwärmers *H* heiß durch die mit einem Siebe versehene Oeffnung m' in den Diffusionsteil A' ununterbrochen ein und in gleicher Richtung mit der Schnitzelbewegung im Diffuseur weiter. Da im ersten Diffuseur der beste Saft bei C' abgezogen wird und den in dem Diffuseur *II* geförderten Schnitzeln außerdem ärmerer Saft zugemischt wird, so ist klar, daß der aus dem Diffuseur *II* abgezogene Saft bedeutend dünner ist als der ursprüngliche Rübensaft in den frischen Schnitzeln, weshalb nach dem Zusammenmischen im Diffuseur *I* eine sehr wirksame Diffusion vor sich geht. Da der Diffuseur ständig enger wird und die Schnitzel mit Hilfe der Schnecke ununterbrochen vorwärts geschoben werden, muß sich die Flüssigkeit im gleichen Verhältnis von den Schnitzeln trennen und entweichen, was in dem Diffusionsteil C' bewirkt wird. Dieser Teil ist, wie aus Fig. 2 ersichtlich, mit doppelter Wandung versehen; die innere Wandung bildet ein Sieb, welches in der Fortsetzung der Wandung der übrigen Mantelteile des Diffuseurs liegt, während die äußere Wandung nicht durchlocht ist. Die Flüssigkeit fließt durch die gelochte Blechwand und durch das an der Außenwand bei C' angebrachte Abflußrohr in das Maßgefäß *P*, während die stark zusammengepreßten Schnitzel mit Hilfe der Schnecke in den letzten Diffuseurteil D' gedrückt werden, wo die Flüssigkeit einen vollständigen und dauernden Abschluß findet. Dieser Vorgang im Diffuseur *I* geht ununterbrochen vor sich und es lassen sich dabei vier Phasen deutlich unterscheiden, welche an bestimmte Stellen gebunden sind, so daß man den ganzen Raum dieses Diffuseurs in vier charakteristische Zonen einteilen kann: Vereinigungszone A', Diffusionszone B', Trennungszone C' und Abschlußzone D'. Derselbe Vorgang mit den vier charakteristischen Zonen wiederholt sich in allen nachfolgenden Diffuseuren, nur mit dem Unterschiede, daß diese Diffuseure ihre Schnitzel nicht von außen, sondern von dem jeweilig vorhergehenden Diffuseur erhalten, und daß die Diffusionsflüssigkeit mittels eines Uebersteigrohres aus der Trennungszone des nächstfolgenden Diffuseurs in die Vereinigungszone des betreffenden Diffuseurs direkt übertritt. So tritt z. B. aus der Trennungszone C^4 die Flüssigkeit, welche ihre Auslaugungsarbeit im Diffuseur *IV* vollbracht hat, durch das Uebersteigrohr C^4 und den Stutzen m^3 in die Vereinigungszone A^3, wo sie mit den aus dem Diffuseur *II* kommenden ausgepreßten Schnitzeln zusammenkommt. Ventil *Q*, Pumpe *L* und Vorwärmer *H* finden nur beim Diffuseur *I* Anwendung. In den Fig. 2 und 3 bezeichnen die voll ausgezogenen Pfeile die Flüssigkeitsrichtung, die punktierten Pfeile die Schnitzelrichtung. Der Flüssigkeitsübertritt aus einem in den anderen Diffuseur geschieht dadurch, daß man das Wasser unter namhaftem Druck durch Stutzen m^4 in den letzten Diffuseur eintreten läßt (Fig. 3) und aus Diffuseur *II* durch Ventil *Q* abzieht. Der gesamte Druckunterschied zwischen den Diffuseuren *II* und *IV* verteilt sich wie bei der üblichen Diffusion in der Weise, daß auch zwischen je zwei benachbarten Diffuseuren eine bedeutende Druckdifferenz entsteht, welche den Uebertritt der Flüssigkeit bewirkt. Um den nötigen Flüssigkeitsdruck im letzten Diffuseur erhalten zu können, wird an seinem Ende ein Regulierverschluß *G* bekannter Bauart angebracht, mit dessen Hilfe die Bildung der Abschlußzone D^4 bewirkt wird. Der Wasserverbrauch im Verhältnis zur Schnitzelmenge wird nur mit dem Ventil *Q* geregelt. Der Uebertritt der Diffusionsflüssigkeit durch die Uebersteigrohre, dann die von Gefäße zu Gefäße stufenweise vor sich gehende Diffusion unter Wasserdruck, sowie die einfache Regulierung des Wasserverbrauches wird durch die Einschaltung der Abschlußzonen D', D^2, D^3 usw. erzielt. Der gleichmäßig ununterbrochene Gang der Diffusion ist aber in zweiter Linie auch von der ununterbrochenen Fortbewegung der Schnitzel abhängig. Diese Bewegung geht allerdings mittels des Schraubentransporteurs in bekannter Weise im Innern des Diffuseurs vor sich, notwendig erscheint es aber auch, die Schnitzel von einem in den anderen Diffuseur zu befördern, d. h. den Uebertritt von einer zur nächstfolgenden Schnecke zu ermöglichen. Dies geschieht durch eine neue Anordnung, welche einen weiteren Bestandteil der vorliegenden Erfindung bildet und die in den Uebergangskammern A^2, A^3, A^4, welche die einzelnen Diffuseure untereinander verbinden, angebracht ist. Sie besteht in einer sehr sinnreich konstruierten Schaufelvorrichtung, welche ohne jedwede



Aufsicht und mit erstaunlicher Genauigkeit die Schnitzel von einem Diffuseur in den anderen befördert und aus den Fig. 4 — 7 ersichtlich ist. Die durch die Abschlußzone D' (Fig. 3) ununterbrochen hindurchgeführten Schnitzel treten in den plötzlich erweiterten Raum A^2, durch welchen die Transporteurwelle W' durchgeführt ist. Auf dieser Welle ist die Schaufel M^2 aufgekeilt, welche sich mit der Welle dreht und bis an den zylindrischen Mantel von A^2 reicht. Zwischen den beiden Wellen W' und W^2 ist außerdem noch eine zweiarmige Zwischenschaufel N^2 angeordnet, die um ihre Achse *O* drehbar ist. Diese Achse *O* ist in der Mitte zwischen den beiden Wellen in die Seitenwände der Uebergangskammer eingelagert. Die Drehung der Zwischenschaufel N^2 um ihre Achse *O* ist nur zwischen den beiden in den Figuren gezeichneten Grenzlagen möglich, weil ihr größerer Arm in der ersten Grenzlage auf die Welle und in der zweiten auf die Wand der Uebergangskammer schlägt. Diese hin- und hergehende Bewegung der Zwischenschaufel N^2 bezw. N^4 ist nur von der Drehung der Schaufel M^2 bezw. M^4 abhängig, so daß diese während ihrer Bewegung im Viertelkreis $a-b$ die Zwischenschaufel N^2 bezw. N^4 von deren erster Grenzlage. aus (Fig. 5) in der Richtung des Pfeiles verschiebt. Im Viertelkreis $b-c$ bringt die Schaufel M^2 bezw. M^4 sie zuerst in die zweite Grenzlage (Fig. 7), in welcher sie so lange verbleibt, bis die Schaufel M^2 bezw. M^4 auf den kurzen Arm *c* drückt, wodurch diese dann mittels der Zwischenschaufel N^2 bezw. N^4 in die ursprüngliche Lage (Fig. 4) zurückgebracht wird. Während der Bewegung der Schaufel M^2 bezw. M^4 durch die Quadranten $c-d$ und $d-a$ verbleibt die Zwischenschaufel N^2 bezw. N^4 ruhig in derselben Lage, und da die beiden Schaufeln M^2 bezw. M^4 und N^2 bezw. N^4 fast die ganze lichte Breite der Uebergangskammern einnehmen, müssen die durch die Schaufel M^2 bezw. M^4 vorgeschobenen Schnitzel in der Pfeilrichtung allmählich durch die Zwischenschaufeln N^2 bezw. N^4 in die ersten Schneckengewinde des nachfolgen-

den Transporteurs übergehen. Durch diese Anordnung ist die ununterbrochene Fortbewegung der Schnitzel mit Hilfe der Schneckentransporteure in Verbindung mit dieser neuen Schaufelvorrichtung sichergestellt. In Böhmisch Brod gehen die ausgelaugten Schnitzel aus dem letzten Diffuseur unmittelbar in den Dampftrockenapparat, System *Sperber*. Während nun bei der üblichen Diffusionsarbeit die ausgelaugten Schnitzel, bevor sie in den Dampftrockenapparat gelangen, durch Passieren einer Fleischhackmaschine die zum glatten Trocknen notwendige Struktur erhalten müssen, ist dies bei dem vorliegenden Verfahren nicht notwendig, da die Schnitzel durch die Fortbewegung und das Pressen im Apparat unmittelbar zur Trocknung vorbereitet sind.

Die vorliegende Erfindung verdankt ihr Entstehen der Hauptsache nach der schwierigen Wasserfrage, an der viele Fabriken leiden und zwar in der Richtung hin, daß entweder ein Mangel an Betriebswasser herrscht, oder aber die Fabrik mit der Reinigung ihrer Abwässer, große Schwierigkeiten hat und mit den Nachbaren im steten Kampfe liegt. Diesem großen Uebelstande suchten die Erfinder abzuhelfen und kamen bei ihren Versuchen schließlich zu der Ueberzeugung, daß die übliche Diffusionsarbeit den größten Teil des Wassers dazu verbraucht, um die ausgelaugten Schnitzel aus dem letzten Diffuseur zu entfernen. Das viele jetzt notwendige Wasser dient daher nur als Schwemme für die die Diffusionsbatterie verlassenden Schnitzel. Bei der jetzigen Arbeitsweise werden etwa 100 bis 120 v. H. Diffusionssaft vom Rübengewicht abgezogen, oder m. a. Worten, man verbraucht tatsächlich bei diesem Saftabzug höchstens etwa 70 v. H. vom Rübengewicht an Wasser. Alles übrige Wasser, welches angewendet werden muß, um den Saft in den ausgelaugten Schnitzeln zu ersetzen und als Schwemmwasser beim Schnitzeltransport sich zu betätigen, ist reiner Ballast. Gegenwärtig dauert die Entzuckerung der Schnitzel etwa 70 Minuten und der ständige Schnitzelvorrat in der Batterie selbst beträgt etwa 6 v. H. der täglichen Rübenverarbeitung. Die Erfinder richteten daher ihr Hauptaugenmerk darauf, die Diffusionsdauer abzukürzen und die in der Batterie verbleibende Schnitzelmenge zu verringern. Beide Bestrebungen sind ihnen auch durch den neuen Saftgewinnungsapparat gelungen, in dem 1. die auszulaugenden Schnitzel sich in dünnen Schichten unter innigster Berührung mit der Auslaugeflüssigkeit bewegen, 2. der Saft und die ganze Batterie stets heiß gehalten und 3. in jedem Diffuseur die Abpressung des Saftes von den Schnitzeln vorgenommen wird. Durch diese Arbeitsweise gelang es, die Auslaugungsdauer auf 25 bis 35 Minuten herabzusetzen und die in der Batterie verbleibende Schnitzelmenge auf 1,5 bis 1,7 v. H. der in 24 Stunden verarbeiteten Menge zu vermindern. Da die mechanisch-konstruktive Durchführung der neuen Batterie behufs Erlangung der genannten Vorteile vollkommen gelungen ist, und diese Batterie ferner nur so viel Wasser bedarf, als zum Auslaugen der Rübenschnitzel unbedingt nötig ist, so entfällt das unangenehme Diffusionswasser gänzlich und die ausgelaugten Schnitzel verlassen die Batterie mit einem hohen Gehalt an Trockensubstanz. Die Erfinder garantieren bei ihrem Verfahren eine Reihe von Vorteilen, nämlich: 1. normale, tadellose und sichere Funktion des Apparates; 2. normale Auslaugung der Schnitzel; 3. hohe Saftdichte bei mindestens 0,5 v. H. höherem Quotienten als bei der üblichen Diffusionsarbeit; 4. ausgelaugte Schnitzel von mindestens 20 v. H. Trockensubstanz; 5. Wasserverbrauch höchstens 40 v. H. Rübengewicht; 6. Arbeiterersparnis und billige Arbeit und 7. vollständiger Wegfall der Abwässer.

Der Apparat hat während der ganzen Kampagne 1906/07 ohne Unterbrechung und tadellos gearbeitet, obgleich mit dem Rübenmaterial allerhand Eisenstücke und andere unliebsame „Verunreinigungen“ in den Apparat eingeführt worden sind; die Bewegungsvorrichtungen hatten dabei nicht Schaden gelitten, ein Beweis von der Solidität und der sicheren Funktion der Anlage. Der anstandslose Betrieb bedurfte nur einer geringen Aufsicht seitens des leitenden Beamten, und mit einem Arbeiter und einem jugendlichen Hilfsarbeiter konnte der ganze Betrieb mühelos durchgeführt werden. Auf Grund der bisherigen glänzenden Erfolge wird in der nächsten Kampagne eine sechs- und eine achtgliedrige Batterie aufgestellt werden, um durch vergleichende Versuche den erreichbaren Grad der Auslaugung der Schnitte und die höchste Leistungsfähigkeit festzustellen. Die Aufarbeitung des verbleibenden Tagesquantums an Rüben besorgt noch eine alte Diffusionsbatterie, damit sich die sehr konservativ veranlagten Landwirte durch Augenschein von dem höheren Werte der durch das neue Verfahren erhaltenen ausgelaugten Schnitzeln überzeugen können.

Die Vorteile des Verfahrens sind, außer den mitgeteilten Garantien, verschiedener Natur; Geringerer Dampfverbrauch bei der Verdampfstation infolge der dichteren Diffusionssäfte, Wegfall der Schnitzelpresse und des Schnitzelaufzuges, Förderung und Verbilligung der Schnitzeltrocknung und Gewinnung stark abgepreßter Schnitzel ohne Nachpressung, wobei die Schnitzel in ihrem Nährwert den anderen Trockenschnitzeln nicht nachstehen, ja sich vielleicht durch einen höheren Nährwert auszeichnen und schließlich, was unbedingt der Hauptvorteil und nach welchem der Wert des Verfahrens zu beurteilen ist: 1. Wegfall der Abwässer, wodurch die ganze unleidige und heikle Frage der Abwässerreinigung in Fortfall kommt, und 2. die Möglichkeit, mit wenig Betriebswasser das Auskommen finden zu können, welcher Vorteil namentlich in trockenen Jahren von großer Bedeutung werden kann. Der geringe Wasserverbrauch, eigentlich nur zum Schwemmen und Reinigen der Rüben, würde eventl. auch den Bau von Zuckerfabriken in wasserarmen Gegenden ermöglichen. Die Unannehmlichkeit der Abwasserfrage ist jedem Industriellen, der darunter zu leiden hat, in so unangenehmer Weise bekannt, daß darüber keine weiteren Worte mehr zu verlieren sind. Die einfachste Lösung dieser Frage liegt wohl darin, daß die betreffende Industrie überhaupt kein Abwasser mehr abgibt und so die ganze Kalamität mit einem Schlage beseitigt. Diese Lösung ist der Zuckerindustrie nach verschiedenen Richtungen hin gelungen, wie dies das Brühverfahren von *Steffen*, die Diffusionsverfahren von *Pfeiffer* und *Claassen* und schließlich das Preßdiffusionsverfahren von *Hyroß-Rak* beweisen. Für letzteres Verfahren kann auch der Ausspruch *Claassen*s gelten, daß das Verfahren der Zukunft kein Brüh- oder Preßverfahren (im Sinne *Steffen*s), sondern das Diffusionsverfahren bleiben wird, in seiner einfachsten Art der Ausführung, aber verbessert durch die Wiedergewinnung der in den Abwässern enthaltenen Zucker- und Nichtzuckerstoffe. Eine einfachere Durchführung des Diffusionsprozesses als bei *Hyroß-Rak* läßt sich kaum denken, die Arbeit und das Funktionieren der Batterie sind erstaunlich sicher, und auch hier hat man es in der Hand, den Zuckergehalt der auszulaugenden Schnitzel je nach dem beabsichtigten Zwecke zu verändern, um nicht nur ein zuckerreicheres, sondern auch durch Anreicherung mit Eiweißstoffen gehaltreicheres Futter zu gewinnen, und, was schließlich die Hauptsache ist, die Abwässerfrage erscheint ebenfalls vollständig beseitigt, mit der unter Umständen wertvollen Zugabe, auch bei Wassermangel ungestört arbeiten zu können. Jedenfalls verdient das Verfahren von *Hyroß-Rak* das vollste Interesse der Zuckertechniker, da es zu den aussichtsreichsten Verfahren der Zukunft gerechnet werden kann, ja vielleicht dazu berufen ist, eine Umwälzung in der bisherigen Arbeitsweise herbeizuführen.

Auch andere Fachmänner sprechen sich über das Verfahren günstig aus. *Andrlik, Stanek* und *Urban*[19]) haben das Verfahren von *Hyroß-Rak* in chemischer Beziehung einer eingehenden und vergleichenden Prüfung gegenüber dem üblichen Diffusionsverfahren unterzogen, wobei sie zu dem Schluß kommen, daß die von den Erfindern garantierten Vorteile (siehe oben) ohne Schwierigkeiten erreicht und eingehalten werden können, und ihrer Ansicht über die Zukunft des Verfahrens dahin Ausdruck geben, daß dasselbe in der Zuckerindustrie allem Anscheine nach eine wichtige Reform herbeiführen wird.

Herzfeld[20]), welcher das Verfahren von *Hyroß-Rak* in Böhmisch Brod besichtigt hat, hebt ebenfalls als Vorzug desselben gegenüber dem *Steffen*schen Brühverfahren hervor, daß man es hier in der Hand hat, soviel Zucker aus den Schnitzeln herauszuholen, wie man will, d. h. je nach schneller oder langsamer Arbeit, entweder Zuckerschnitzel zu erzeugen oder aber die Schnitzel vollständig auszulaugen. *Herzfeld* betrachtet es auch als Fortschritt, wenn dieses Verfahren, welches im wesentlichen ein Diffusionsverfahren ist, sich bewähren würde, da man dann beliebig arbeiten könne. Vom technischen Standpunkte aus ist es zu bewundern, daß es mit dem geschlossenen Apparate gelungen ist, mehrere Monate ohne Störungen zu arbeiten. Allerdings liegen auch mancherlei Bedenken vor. Wenn z. B. zu stark gepreßt wird und sich dann die Siebe zusetzen, dann entsteht wohl die Frage: was tut man jetzt mit einem solchen Apparat? Ferner ist nicht die Möglichkeit aus dem Auge zu lassen, daß der Apparat zu stark beschickt sein könnte. Es scheint daher die Reinigungsfrage doch eine ganz besonders schwierige zu sein, wie ferner auch die Frage einer Regulierung der Temperatur in der Batterie. Wie sich die Durchführung des Verfahrens bei der Arbeit mit einer Batterie im großen Maßstabe gestalten wird, muß die Zukunft lehren. Immerhin bezeichnet *Herzfeld* das Verfahren aber als hoch interessant und bemerkt noch, daß die Erfinder zwar ein deutsches Reichspatent auf den Apparat haben, aber nicht auf das Verfahren, mit dem Apparat zu arbeiten.

Saillard[21]) hat das Verfahren von *Hyroß-Rak* ebenfalls an Ort und Stelle studiert und kommt zu dem Resultat, daß dieses Verfahren, trotz der bisher provisorischen Anlage, schon jetzt die größte Beachtung verdient. Rüben mit einem Zuckergehalt von 16,5 bis 16,7 v. H. lieferten ungefähr 90 l Diffusionssaft von 1,0742 Dichte und 88,5 bis 89,5 scheinbarer Reinheit. Die ausgelaugten Schnitte enthielten ungefähr 22 v. H. Trockensubstanz mit 2,6 bis 3,9 v. H. Zucker. Von 100 kg Rüben wurden etwa 30 kg Schnitte erhalten. Der Wasserverbrauch für 100 kg Rüben betrug 25 bis 30 l.

(Fortsetzung folgt.)

[19]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen 1907, 31. Jahrgang, S. 284.

[20]) Die Deutsche Zuckerindustrie 1907, 32. Jahrgang, S. 37 und 237, ferner Zeitschr. d. Vereins d. Deutschen Zuckerindustrie 1907, 57. Band, S. 366.

[21]) Circ. hebdom. du Syndicat 1907, No. 931.

Zeitschriftenschau.

Eisenbahnwesen.

Wellenförmige Schienenabnutzung. (*Sieber.*) Im Gegensatz zu anderen (s. D. p. J. d. Bd., S. 589) behauptet der Verfasser, daß sich bei neuen Schienen bereits ausgeprägte Wellen feststellen lassen, die von Vibrationen beim Walzprozeß herrühren und daß die Bewegung der Fahrzeuge zum Teil ein Auslöschen, zum Teil aber auch eine Vergrößerung dieser Unebenheiten bewirken. Im letzteren Falle sind diejenigen Schwingungen von wesentlichem Einfluß, die auftreten, wenn durchgebogene Teile des Wagens bei Unterbrechung der Beanspruchung in ihre Ruhelage zurückkehren. In erster Linie kommt hierbei die Durchbiegung der Laufradachse in Betracht die unter gewöhnlichen Verhältnissen bei Vollspur so stark ist, daß die Ebenen der Laufräder in einem Winkel von etwa 1 : 500 nach außen geneigt sind. Wenn auch das Gewicht des Motors dieser Durchbiegung zum Teil entgegenwirkt, so wird sie andererseits durch die Zugkraft des Motors vermehrt. Seitliches Anlaufen des Spurkranzes wirkt gleichfalls ein und schließlich bewirkt das Nachbleiben des Außenrades in Kurven eine Verdrehung der Achse.

Da die Spurkränze in den Rillen ein gewisses Spiel haben, so wird der Wagen auf der geraden Strecke infolge der Schlingerbewegungen sich schräg zum Gleis stellen können, so daß auch dort für den Bewegungsvorgang ähnliche Verhältnisse wie in den Kurven vorhanden sind. Geht man davon aus, daß bereits Wellen auf den Schienen vorhanden sind, so können bei geringen Geschwindigkeiten die Räder diesen Wellen folgen; ja, da die Wagenfedern beim Befahren der Seiten des Wellenberges exzentrische Drucke ausüben, werden beschleunigende und verzögernde Kräfte vorhanden sein, die ein Gleiten der Räder und damit eine stärkere Abnutzung an diesen Stellen hervorbringen werden. Das Befahren mit geringer Geschwindigkeit wird daher eine Abnutzung der Wellenberge zur Folge haben. Bei größeren Geschwindigkeiten wird das Rad jedoch dem Federdruck und damit der Wellenkurve nicht mehr folgen, sondern nach dem Aufschlagen auf den tieferen Teil der Welle den folgenden Wellenberg frei überfliegen. Der Bewegungsvorgang ist dann dem Dahinkollern einer Gummikugel auf einer unebenen Fläche zu vergleichen. Wesentlich ist nun, daß in dem Augenblick, wo das Rad nicht mehr fest an der Schiene anliegt, die in der Achse vorhandenen Spannungen beseitigt und damit Schwingungen des Radsatzes hervorgerufen werden. Diese Schwingungen werden bewirken, daß jenseits einer Welle weitere Wellen entstehen. In Kurven wird die Außenschiene für die Wellenbildung günstigere Verhältnisse aufweisen als die Innenschiene, da das äußere Rad in der Regel eine geringere Geschwindigkeit besitzt, als der Wagengeschwindigkeit entspricht. Der umgekehrte Fall wird bei Kurven mit Auflauf eintreten, wenn die Radien nicht klein genug sind, besonders, wenn an den betreffenden Stellen regelmäßig scharf gebremst wird. In der Geraden wird die Wellenbildung dann ungleich auftreten, wenn ein Gleisstrang tiefer als der andere liegt. Denn auf dem tieferen Strang erfahren die Räder eine Mehrbelastung, ferner wird ein Anlaufen des Spurkranzes stattfinden und schließlich werden bei eingeschalteten Motoren die Räder auf dieser Seite stärker zu ziehen haben, so daß das Abspringen des tieferen Rades behindert ist.

Zur Abhilfe schlägt der Verfasser vor, die Gleise so einzuregulieren, daß die Schlingerbewegung der Wagen durch die Gleislage nicht unterstützt wird, d. h. Knicke und Ausbauchungen der Gleise müssen zum Verschwinden gebracht werden. Ferner ist die Spurweite der Gleise mit der der Radsätze in Uebereinstimmung zu bringen, so daß das Spiel des Radsatzes innerhalb des Gleises soviel als möglich eingeschränkt wird. Bei Neuanschaffungen von Wagen sollen Untergestelle mit großem Radstand gewählt werden. Schließlich empfiehlt der Verfasser als „besonders geeignetes" Hilfsmittel die beiden Räder einer Achse mit verschiedenen Durchmessern

auszuführen, die kleineren Räder mit breiten Spurkränzen zu versehen und den Achsen in den Achslagern reichliches Spiel zu geben.

Schienen, die bereits scharf ausgeprägte Wellen besitzen, sollen vermittels eines Handhobels oder einer Schleifmaschine abgehobelt werden. Ferner soll jede neu verlegte Schiene einer sorgfältigen Bearbeitung unterzogen werden. Um die mit den schädlichen Wagenbewegungen gleichzeitig auftretenden Gleisbewegungen zu bremsen, soll eine scharfkörnige Sandunterlage verwendet werden. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 329—333.) *Fr.*

Gebläse.

Kreiselgebläse für hohen Druck. (*A. Rateau.*) Rotierende Maschinen zur Luftförderung sind bis jetzt nur da angewendet worden, wo es sich um niedere Drucke (bis etwa 1 m Wassersäule) handelte. *Rateau* hat seit 1899 die Einführung von Turbogebläsen auch für hohe Drucke mit großem Erfolg unternommen. Das erste von einer Dampfturbine angetriebene Gebläse ergab bei 20 200 Umdrehungen i. d. Minute und einer sekundl. geförderten Luftmenge von 0,66 cbm eine Luftpressung von 5,7 m Wassersäule und einen Gesamtwirkungsgrad von Gebläse und Turbine von über 30 v. H. Die Turbine und das Gebläse arbeiteten nur mit einem Schaufelrad. Die Anordnung mehrerer Kreiselräder, hintereinander geschaltet, ergibt höhere Luftpressungen. So kann ein Gebläse mit drei Rädergruppen zu je neun Rädern eine Luftverdichtung bis auf 5 at erzeugen. Die in einem Rad verdichtete Luft wird durch einen U-förmig gebogenen Kanal dem nächsten Rad zugeführt. Die innere Einrichtung der Gebläse gleicht fast vollkommen derjenigen der Kreiselpumpen für Wasserförderung gegen hohen Druck. Eine zu hohe Erwärmung der verdichteten Luft wird durch Wasserkühlung verhindert. Zu diesem Zwecke sind die Umführungskanäle mit einem Wassermantel umgeben; neuerdings läßt man auch durch die in dem letzten Teil der Umführungskanäle eingebauten hohlen Leitschaufeln Kühlwasser strömen. Einspritzen von Wasser in den Pumpenraum hat sich bei den hohen Radgeschwindigkeiten nicht bewährt.

Zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit eines Gebläses dient der Wirkungsgrad d. i. das Verhältnis der Leistung der Antriebsmaschine zur Leistung des Gebläses. Letztere kann von verschiedenen Gesichtspunkten aus betrachtet werden. Man kann darunter die Arbeit verstehen, die unter isothermischer Kompression der geförderten Luftmenge vom Anfangs- auf den Enddruck geleistet wird und leicht zu berechnen ist. Meist aber verläuft der Kompressionsvorgang nicht isothermisch, bei mangelnder Kühlung annähernd adiabatisch; hierfür kann die theoretische Kompressionsarbeit ebenfalls leicht bestimmt werden, die aber erheblich höher ist als die isothermische. Bei genügender Kühlung wird die wirkliche Kompressionsarbeit etwa in der Mitte liegen. Ist λ das Verhältnis der wirklichen Temperaturerhöhung zur Temperaturerhöhung bei adiabatischer Kompression, A_i die isothermische, A_a die adiabatische Kompressionsarbeit, so ist die theoretische Arbeit A bei der gemessenen Temperaturerhöhung $= A_i + \lambda (A_a - A_i)$. Auch dieser Wert A kann als Grundlage für die Bestimmung des Wirkungsgrades dienen. Jedenfalls sollte bei dessen Angabe auch immer der Bezugswert mitgeteilt werden. Im Interesse der Einheitlichkeit werde die isothermische Kompressionsarbeit als Bezugswert festgelegt; das ist auch das in Wirklichkeit anzustrebende Kompressionsverfahren. Die Luftmengen sind durch möglichst genaue Geschwindigkeitsmessungen festzustellen. Auf gleiche Weise ist bei Kolbenkompressoren zu verfahren, um einen richtigen Vergleich anstellen zu können. Bei letzteren ist es üblich, das Verhältnis der indizierten Arbeiten aus den Indikatordiagrammen unter Annahme eines unsicheren volumetrischen Leistungskoeffizienten als Wirkungsgrad zu betrachten. Daneben erscheinen die Ergebnisse von Turbogebläsen vielfach ungünstig. Wird der Wirkungsgrad einwandfrei durch Vollpumpen eines geeichten Behälters bestimmt und der Gesamtwirkungsgrad auf die im Dampf verfügbare Arbeit bezogen, so ergeben sich für das Turbokreiselgebläse gleiche und noch günstigere Werte wie für Kolbenkompressoren. An einem Turbogebläse der *Société des Turbomoteurs* wurden folgende Ergebnisse erzielt:

Nummer des Versuchs	1	2	3	4	5
Eintrittsdruck der Luft at	0,995	0,993	0,995	0,995	0,97
Austrittsdruck „ „ „	4,75	4,5	4,315	3,52	3,417
Eintrittstemper. „ „ °C	27,1	28,6	27,0	25,9	30,0
Austrittstemper. „ „ „	72,5	78,5	79,0	80,0	87,3
Angesaugte Luftmenge in cbm/Sek.	0,856	0,985	1,076	1,381	1,358
Isothermische Arbeit in PS	178	197	213,5	234	223
Nutzarbeit d. Dampfes i. PS	468	508	530	560	557
Gesamtwirkungsgrad von Turbine u. Gebläse i. v. H.	38,0	38,7	40,3	41,8	40,0
Wirkungsgrad d. Gebläses in v. H.	59,8	61,0	63,5	66,0	63,0
Umdrehungen i. d. Min.	4000				

Das Gebläse war auf die oben angegebene Weise gekühlt. Bei neueren Maschinen hofft man durch vollkommenere Kühlvorrichtungen noch bessere Werte zu erzielen. Die Hauptvorteile der Kreiselgebläse sind dann geringe Raumabmessungen im Vergleich zu Kolbenkompressoren, namentlich wenn es sich um geringe Luftpressungen wie bei Hochöfen, Kuppelöfen und Bessemerbirnen handelt. Die Einfachheit in der Ausführung gewährleistet eine leichte Aufstellung und Bedienung und eine billige Herstellung; die Luftförderung ist vollkommen gleichmäßig. Ein unbeabsichtigtes Schließen der Luftleitung verursacht für das Turbogebläse keine Störung; Sicherheitsventile in der Windleitung können entfallen. Es besteht eine leichte Regelbarkeit der Fördermenge durch die Tourenzahl oder durch Verengung der Eintritts- oder Austrittsleitung. Auch kann die Luftpressung bei gleicher Fördermenge leicht geregelt werden. Der Antrieb der Kreiselgebläse kann durch Elektromotore und Dampfturbinen erfolgen; namentlich sind sie auf Hüttenwerken am Platze, wo die Turbinen mit dem Abdampf der absetzend arbeitenden Förder- und Walzwerksmaschinen unter Zwischenschaltung eines Dampfakkumulators sehr günstig arbeiten. (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure S. 1296—1305.) *M.*

Lokomotivbau.

Rangierlokomotive. (*Perkins.*) Eine kürzlich von der *General Electric Company* hergestellte Rangierlokomotive wiegt 37½ t und soll eine Anfahrzugkraft von 18200 kg ausüben. Sie ist hierzu mit vier 175 PS - Motoren ausgerüstet, deren Gewicht halb auf der Achse und halb auf dem Drehgestell ruht. Zum Betriebe dient Gleichstrom von 250 Volt, der sowohl von einer dritten Schiene als auch von einer Oberleitung abgenommen werden kann. Der Wagenkasten ist ganz aus Stahl gebaut mit einem Führersland in der Mitte und abgeschrägten Räumen an den Enden. Die Lokomotive ist 6,7 m lang, 2,9 m breit und etwas über 3,6 m hoch. Die Drehgestelle haben 1,98 m Radstand und sind mit Laufrädern von 915 mm Durchm. ausgerüstet. Die Drehzapfenentfernung beträgt 4,7 m. (Elektr. Kraftbetriebe u. Bahnen 1907, S. 334.) *Pr.*

Materialienkunde.

Wasserdichter Beton. Die Wasserdichtigkeit des Betons wird entweder durch eine Oberflächendichtung oder durch Dichtung der ganzen Betonmasse erzielt.

Im ersten Falle erhält die zu dichtende Betonsohle, welche an sich wasserdurchlässig bleibt, einen Estrich von rd. 2 cm Stärke aus Zement und Sand im Verhältnis 1 : 1. Außerdem wird die Oberfläche noch mit Zementmilch abgebürstet. Ferner

werden Anstriche, die aus Teererzeugnissen und fetten Oelen bestehen, verwendet. Auch wird empfohlen, eine Mischung von Alaun- und Seifenlösung aufzutragen oder die Oberfläche mit *Keßler*schen Fluaten zu tränken.

Die genannten Mittel versagen bei einer Oberflächenbeschädigung. Sicherer ist daher, die ganze Betonmasse in sich möglichst wasserdicht zu machen, indem man die Poren und ihre Verbindungen möglichst verkleinert, so daß die Vorwärtsbewegung des Wassers verlangsamt wird und sich in den Poren aus dem Wasser Sinkstoffe ablagern.

Man muß die Zuschlagstoffe, Kies und Sand, so wählen, daß die Räume zwischen Stücken von annähernd gleicher Korngröße immer wieder durch Stücke einer nächst kleineren Korngröße ausgefüllt werden. Die noch leer bleibenden, sehr kleinen Zwischenräume sind vollständig mit Zement auszufüllen. Durch die große Zementmenge werden derartige wasserdichte Betonarbeiten sehr verteuert. Man kann jedoch durch Ersatz eines Teiles des Portlandzementes durch Fettkalk auf billigere Weise einen wasserdichten Beton herstellen. *Taylor* in Boston hat mit 25 mm starken Probekörpern aus Zement-Kalk-Sandmörtel Wasserdruckversuche angestellt und gemessen, wieviel Wasser nach zehn Minuten in der elften Minute durch die Körper ging. Einige Ergebnisse sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

Mörtelmischung in Raumteilen			Zugfestigk. in kg/qcm nach		Wasserdurchlässigk. in ccm nach 28 Tagen
Portland zement	Weiß-Kalk	Sand	7 Tagen	4 Monaten	
10	—	30	21,0	25,2	7,94
7,5	2,5	30	18,5	17,8	3,50
5	5	30	10,5	15,4	0,10

Die Wasserdichtigkeit wird bedeutend erhöht auf Kosten der Festigkeit durch steigenden Zusatz von Fettkalk. Wird jedoch der Fettkalk durch magere Kalke oder besser durch Romanzemente ersetzt, so wird die Festigkeit der Betonmischung nur wenig verändert, während die Dichtigkeit, wenn auch in geringerem Maße als bei Verwendung von Fettka k, zunimmt. Das beste Ergebnis erzielt *Taylor* bei sechs Teilen Portlandzement, vier Teilen Romanzement und dreißig Teilen Sand.

Nach sieben Tagen betrug die Zugfestigkeit 17,5 kg/qcm, nach vier Monaten sogar 30,8 kg/qcm, also noch mehr als bei alleiniger Anwendung von Portlandzement. Die Wasserdurchlässigkeit betrug bei 28 Tage alten Probekörpern nur 3,40 cbm gegen 7,94 ccm bei Portlandzement-Sand-Körpern. Die Durchlässigkeit ist also um mehr als die Hälfte vermindert. (Zement und Beton 1907, S. 248—251.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Straßenbahnwerkstätten. *(Wood.)* Die Werkstätten der *Omaha and Council Bluffs Street Railway Company* sind 75 m lang und 37 m breit. Die Seitenwände sind aus Beton hergestellt und der Innenraum ist durch fünf feuersichere Wände unterteilt. Die feuersicheren Wände sind bis übers Dach geführt und die Durchgänge mit doppelten feuersicheren Türen versehen. Ferner sind in allen Räumen Regenvorrichtungen vorgesehen, die in der Lackierwerkstatt zwischen den Wagen in gleicher Höhe mit dem letzteren, in anderen Werkstätten unter der Decke angebracht sind. Zur Speisung dient ein 10 m über dem Dach angebrachter Behälter der 180 cbm faßt. Mit Schläuchen versehene Anschlüsse an die städtische Wasserleitung sind gleichfalls zahlreich vorhanden.

Die Inspektionsgruben sind nicht nur durch Aussparungen zwischen den Gleispaaren hergestellt, sondern die Gleise sind auf freistehende Betonpfeiler verlegt. Die Gruben sind infolgedessen geräumiger; ferner können nach Entfernen von Stücken der hierzu unterteilten Schienen Radsätze nach unten aus den Drehgestellen herausgenommen werden. Hierdurch wird ein Anheben des Wagenkastens und der Drehgestellrahmen erspart. Die mit Gruben versehenen Gleise werden von einem Laufkran bestrichen; ferner sind in den Gruben Druckluftzylinder zum Heben von Lasten angebracht. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 1092—1097.) *Fr.*

Wasserkraftanlagen.

Erhöhung der Wirtschaftlichkeit von Wasserkraftanlagen durch hydraulische Aufspeicherung. Das Verfahren, in den Zeiten schwachen Strombedarfes von Wasserkraft-Elektrizitätswerken, insbesondere des Nachts, das überschüssige Kraftwasser durch eine aus dem Stromnetz gespeiste, elektrisch angetriebene Hochdruck-Kreiselpumpe in ein hochgelegenes Sammelbecken zu fördern, aus dem es entnommen wird, wenn starker Strombedarf eintritt und so zur Erhöhung der verfügbaren Gesamtleistung beiträgt, ist von der Firma *Gebr. Sulzer* in Winterthur bereits im Jahre 1894 für eine Weberei in Creva-Luino (Italien) ausgeführt worden. In größerem Maßstabe wurde es bei dem Elektrizitätswerk Olten-Aaarburg (Schweiz) angewendet, das zehn Turbinen von je 300 PS bei 28,5 Umdrehungen i. d. Min. enthält und im Jahre 1898 erweitert werden sollte. In etwa 970 m Entfernung von dem Maschinenhaus ist etwa 300 m darüber ein Sammelbecken von 43,4 × 43,6 qm Grundfläche angelegt worden, das bei 6 m Spiegelschwankung etwa 12000 cbm faßt. Dieses wird, wenn das Kraftwerk Strom übrig hat, durch eine dreistufige *Sulzer*-Hochdruck-Kreiselpumpe von 133 l i. d. Sekunde und 1200 Umdreh. i. d. Min. durch eine 1000 m lange Druckleitung gefüllt, die 800 PS_e Leistung erfordert, und gibt es bei erhöhtem Strombedarf an eine Kreiselturbine von *Piccard, Pictet & Co.* in Genf wieder ab. Der Wirkungsgrad der teilweise von innen beaufschlagten Turbine, die je nach der Wassermenge 950—1200 PS leisten kann, beträgt bis zu 78,5 v. H. bei Vollast. (Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen 1907, S. 332—337.) *H.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Monographien über chemisch-technische Fabrikationsmethoden. Band VIII. Die Bedeutung der chemischen Technik für das deutsche Wirtschaftsleben. Von Dr. *H. Großmann,* Privatdozent an der Universität Berlin. Halle a. S. 1907. Wilhelm Knapp. Preis geh. M. 4,50.

Der Eisenbetonbau. Ein Leitfaden für Schule und Praxis von *C. Kersten,* Bauingenieur u. Kgl. Baugewerkschullehrer. Teil II: *Die Anwendungen im Hoch- und Tiefbau.* Mit 447 Abb. Dritte neu bearbeitete und vermehrte Auflage unter Berücksichtigung der neuen amtlichen Betonbestimmungen 1907. Berlin 1907. Wilhelm Ernst & Sohn. Preis kart. M. 3,60.

Küsters autotechnische Bibliothek. Band 18. Das Motorrad und seine Behandlung von Ingenieur *Walter Schuricht,* Chef-Ing der Abteilung für Sport und Technik der deutschen Motorfahrervereinigung. Mit 155 Abb. Berlin 1907. Richard Carl Schmidt & Co. Preis geb. M. 2,80.

Die drahtlose Telegraphie und Telephonie. Nach Geschichte, Wesen und Bedeutung für Militär und Marine, Verkehr und Schule gemeinverständlich dargestellt von *Gustav Parthei,* Oberlehrer in Dessau. Mit 127 Abb. und 2 Porträts. Zweite vermehrte Auflage. Berlin 1907. Gerdes & Hödel. Preis geh. M. 4,—, geb. M. 5,—, Luxusausgabe M. 6,50.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 41. **Berlin, 12. Oktober 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.



Der Einphasen-Wechselstrommotor.

Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen.

Von Dipl.-Ing. **A. Linker.**

Einleitung.

Als im Jahre 1885 die Firma *Ganz & Co.*, Budapest, während der dortigen Landesausstellung zum erstenmal mit den von ihren Ingenieuren *Déri*, *Bláthy* und *Zipernowsky* konstruierten Transformatoren an die Oeffentlichkeit trat und zeigte, daß es mit Hilfe dieser verhältnismäßig einfach gebauten Apparate möglich ist, den Wechselstrom in beliebig hohe Spannungen auf wirtschaftliche Weise zu transformieren, eröffneten sich der Wechselstromtechnik neue Aussichten. Man begann Stromverteilungsanlagen mit Einphasen-Wechselstrom einzurichten, konnte sie aber rationell nur zur Lichterzeugung verwenden, da es für Kraftübertragungszwecke an einem geeigneten Wechselstrommotor fehlte, der möglichst dieselben Eigenschaften besaß, wie der Gleichstrommotor. An Versuchen, die einen großen Aufwand an Zeit, Geld und geistiger Arbeit verbrauchten, hat es nicht gefehlt, die Schwierigkeiten zu überwinden. Es sind auch schon im Jahre 1891 Einphasen-Wechselstrommotoren gebaut worden, welche wenigstens für stationäre Zwecke tauglich waren und einigermaßen zufriedenstellend arbeiteten. Der erste praktisch brauchbare Wechselstrommotor ist jedoch erst Mitte der neunziger Jahre von *E. Arnold*, damaligem Chefkonstrukteur der *Maschinenfabrik Oerlikon* bei Zürich, welche sich um die Anwendung des Wechselstromes große Verdienste erworben hat, angegeben worden.

Jedoch für Bahnbetrieb, dem eigentlichen Arbeitsfeld des Wechselstrommotors, besonders bei Fernbahnen, genügten diese Motoren noch nicht, da sie die hierfür verlangte große Zugkraft beim Anfahren, einfache und wirtschaftliche Regulierfähigkeit der Umdrehungszahl und bequeme Umsteuerung, große Ueberlastungsfähigkeit und Widerstandsfähigkeit gegen Stöße und Erschütterungen nicht besaßen.

Erst nachdem man durch Vervollkommnung der Gleichstrommaschine die vorteilhaftesten Bedingungen für eine funkenfreie Kommutation erkannt hatte, nahm man in neuerer Zeit wieder Versuche besonders mit Kommutatormotoren auf, die zu günstigen Ergebnissen führten, so daß das Problem eines brauchbaren Bahnmotors für einphasigen Wechselstrom als einigermaßen erfolgreich gelöst betrachtet werden kann.

So wollen wir nun die historische Entwicklung der mannigfachen Formen nebst den besonderen Eigentümlichkeiten näher erörtern.

Die ältesten Konstruktionen reichen in das Jahr 1885 hinein, wo nach den ersten Versuchen, welche mit der Fernleitung von Wechselströmen angestellt worden waren, das Bedürfnis nach einem Motor sich geltend gemacht hatte, der möglichst die guten Eigenschaften des Gleichstrom-Hauptschlußmotors besaß.

Um diese Zeit hatten die Ingenieure *Déri* und *Bláthy* der Firma *Ganz & Co.*, Budapest, Untersuchungen über die Wirkungsweise von Gleichstrommotoren vorgenommen, welche von Wechselstrom gespeist wurden. Um das Feuern zu vermindern, wurden induktionsfreie Widerstände in die Zuleitungen von der Wicklung zum Kommutator gelegt.

Wenn auch eine gewisse Anzahl von Motoren in den Jahren 1889 bis 1891 bis zu etwa 50 PS Leistung für den praktischen Gebrauch geliefert worden sind, so kamen sie jedoch später nur wenig zur Geltung, da ihr Leistungsfaktor und Wirkungsgrad klein waren und der Kommutator feuerte. Letzteren Uebelstand suchte man nun dadurch zu beseitigen, daß zwischen Ankerwicklung und Kommutator Widerstände eingeschaltet wurden, welche so gewickelt waren, daß sie dem Kurzschlußstrom einen großen Widerstand boten, dagegen in ihnen weder durch Rotation noch Transformation EMKe induziert wurden. Auch die *A.-G. Helios*, Köln, hat diese Motoren in den Jahren 1893 bis 1895 gebaut, deren Eigenschaften jedoch gegenüber den ersten Konstruktionen von *Ganz & Co.* nicht wesentlich verbessert waren, selbst dadurch nicht, als man zur Beseitigung der Reaktanz des Ankerfeldes eine Dämpferwicklung anbrachte.

In dieselbe Zeit (1887) fallen auch die Untersuchungen von *Elihu Thomson* über die Wirkung von Wechselfeldern auf in sich geschlossene Spulen oder Ringe (sog. Repulsionsprinzip). Bringt man nämlich in ein Wechselfeld einen geschlossenen, metallischen Ring, so daß seine Achse schräge zur Achse des Feldes liegt, so wird infolge der in dem Ringe induzierten EMK und des von ihr erzeugten Stromes ein Drehmoment auftreten. *Thomson* ordnete nun mehrere Spulen auf einem Anker an und verband sie analog einer offenen Wicklung mit einem Kommutator, auf dem zwei kurzgeschlossene Bürsten unter einem Winkel von etwa 45° gegen die Achse des Feldes geneigt angeordnet waren.

Während der Drehung des Ankers wird nun in ihm durch den induzierten Strom ein Feld erzeugt, welches räumlich senkrecht zur dynamisch induzierenden Komponente des Hauptfeldes steht und außerdem zeitlich um 90° dagegen verschoben ist. Dadurch würde ein Drehfeld entstanden sein, welches bei Unter- und Uebersynchronismus elliptische, bei Synchronismus kreisförmige Gestalt besitzen würde, wenn das Eisen des Stators nicht körperliche Pole gehabt hätte, die der Bildung eines Drehfeldes hinderlich waren. Das Drehmoment des Motors war daher nicht konstant und beim Anlauf sehr gering.

Inzwischen waren im Jahre 1889 von *Nicola Tesla* und *Ferraris* Methoden über die teils direkte, teils durch

Anwendung einer Kunstphase mögliche Erzeugung von Mehrphasenströmen veröffentlicht worden und in der Ausstellung zu Frankfurt 1891 wurde ein Drehstrommotor von *Tesla* vorgeführt. Seine Anzugskraft war jedoch wegen der Anwendung körperlicher Pole gering.

Als jedoch gleich darauf von *Dolivo von Dobrowolsky* im Verein mit der Maschinenfabrik *Oerlikon* der Drehstrommotor dahin verbessert wurde, daß man den Stator als Eisenring mit verteilter Wicklung und den Rotor als Käfig bezw. Kurzschlußphasenanker ausbildete, wandte man sich trotz der durch Zufall erkannten Eigenschaft des Dreiphasenmotors, nach Abschaltung einer Zuleitung einphasig weiter zu laufen, von der Konstruktion der Einphasenmotoren ab.

Da sie kein Anlaufmoment besaßen, so wandte man sich in der nächsten Zeit mehr der Vervollkommnung des Drehstrommotors zu, da er weder einen Kommutator noch Schleifringe zum Betriebe erforderte. Aus diesem Grunde bezeichnete man ihn schon allgemein als den idealen Motor der Zukunft.

Wenn auch *Tesla* das Prinzip der Kunstphase auf den asynchronen Einphasenmotor zu übertragen suchte, so wurde jedoch nichts Brauchbares um diese Zeit zutage gefördert, und es tritt gewissermaßen ein Stillstand in der Entwicklung des Baues von Einphasenmotoren ein.

Diese Pause wurde nun durch eine Erfindung unterbrochen, welche *E. Arnold*, damas Ingenieur der *Maschinenfabrik Oerlikon* gemacht hat. Er vereinigte nämlich die Wirkungsweise des Asynchronmotors mit derjenigen des Repulsionsmotors, in dem er für den Stator einen Eisenring mit verteilter Wicklung, für den Rotor einen Gleichstromanker mit Kommutator verwendete. Die gegen die Achse des Hauptfeldes um etwa 45° geneigten Bürsten waren kurzgeschlossen. Der Motor kommt durch Repulsion zum Anlauf mit hoher Zugkraft und arbeitet nach Ueberschreiten einer bestimmten Geschwindigkeit als asynchroner weiter. Dadurch wurde er sehr überlastungsfähig, ohne aus dem Tritt zu fallen.

Da nun in Europa wenig Wechselstromanlagen vorhanden waren, so wurde der Motor besonders viel in Amerika verwendet. Trotz der schwierigen Verhältnisse und der hohen Periodenzahlen von 60 bis 100, für welche diese Motoren zu bauen waren, haben sie die auf sie gesetzten Erwartungen glänzend erfüllt. Man muß daher diesen Typ als den ersten praktisch brauchbaren Einphasenmotor bezeichnen, der auch viel für Hebezeuge verwendet wird. Welche großen Erfolge er aufzuweisen hat, läßt sich aus dem Umstand ersehen, daß von der *Wagner El. & Mfg. Co.*, St. Louis, seit dieser Zeit bis heute mehr als 5000 Exemplare ausgeführt worden sind.

Trotzdem nun in den nächsten Jahren eine große Reihe von Patenten auf Einphasenmotoren, z. B. von *Le Blanc, van Depoele, Tesla* u. a. genommen waren, blieb ihnen der Erfolg versagt und es schien, als wenn der Mehrphasenmotor das Feld beherrschen würde.

Wenn auch *Atkinson* 1898 vor der *Institution of Civil Engineers* in London in einem Vortrage über Einphasenmotoren viele Verbesserungen angegeben hatte, die den modernen Motoren mehr oder weniger zugrunde liegen, so waren diese Konstruktionen für den praktischen Gebrauch noch nicht so weit anwendbar, daß man die Motoren auch für Bahnbetrieb, dem eigentlichen Arbeitsfeld und ursprünglich erstrebten Anwendungsgebiet des Wechselstromes, benutzen konnte.

Da begann man von neuem Versuche anzustellen, besonders um den Leistungsfaktor zu verbessern. So wurde im Jahre 1900 von *Heyland* die Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung bei einem Asynchronmotor dadurch beseitigt, daß er in ähnlicher Weise, wie es schon *Görges* 1891 für einen Drehstrommotor angegeben hatte, dem Rotor über einen Kommutator durch Bürsten die Erregerströme direkt zuführte. Dadurch wurde die dem Netz entnommene wattlose Leistung niedrig gehalten und durch Verschiebung der Bürsten der Leistungsfaktor gleich der Einheit gemacht und sogar eine Ueberkompensierung möglich.

Da kam 1902 die Kunde, daß es dem Ingenieur *Lamme* der *Westinghouse El. & Mfg. Co.*, Pittsburg, gelungen wäre, einen für Bahnbetrieb geeigneten Hauptschlußmotor zu konstruieren. Es ist an ihm eigentlich nichts Neues, sondern es ist nur durch zweckentsprechende Konstruktion des Feldes und der Ankerwicklung eine gute Wirkungsweise erzielt worden. Die induktive Wirkung des Ankerfeldes ist durch eine Dämpferwicklung kompensiert, wie sie schon 1892 von *Eickemeyer* bei der *General El. Co.*, Schenectady für einen Hauptschlußmotor verwendet worden war. Der Leistungsfaktor war zwar wesentlich gebessert, aber nicht auf die Einheit gebracht.

Jedoch auch in Europa blieb man nicht untätig. So erscheinen um das Jahr 1902 die auf Grund langjähriger Versuche an einem kompensierten Hauptschlußmotor gemachten Patentanmeldungen und Veröffentlichungen von *M. Latour*, der dem Anker den Erregerstrom durch Bürsten direkt zuführt und in der Achse des Hauptfeldes ein kurzgeschlossenes Bürstenpaar anordnet oder die vier Bürsten mit doppeltem Kurzschluß arbeiten läßt.

In der Wirkungsweise ähnlich ist der um dieselbe Zeit nach Angaben von *Eichberg* und *Winter* von der *Allgem. Elektr.-Gesellschaft*, Berlin, gebaute kompensierte Repulsionsmotor. Er entspricht einer Form des von *Atkinson* angegebenen Motors mit einem kurzgeschlossenen Bürstenpaar in der Achse des Hauptfeldes. Die Erregerbürsten sind jedoch an die Sekundärwicklung eines Hauptschlußtransformators angeschlossen, wodurch das Feld und damit der Leistungsfaktor verändert werden kann.

Diese beiden Motorarten stellen einen sehr vollkommenen Typ der kompensierten Motoren dar.

Zur Verbesserung der Kommutation bei einem Hauptschlußmotor benutzt die *Maschinenfabrik Oerlikon* nach Angabe v. Dr. *Behn-Eschenburg* Wendepole, die entweder im Hauptschluß oder im Nebenschluß so erregt werden können, daß das Hilfsfeld die für die Kommutation günstigste Phasenverschiebung erhält. In gleicher Weise ist der Reihenschlußmotor der *Siemens-Schuckert-Werke* in seiner neuesten Form vom Jahre 1905 gebaut, nur wird der Wendepolkraftfluß gleichzeitig von einer Hauptschluß- und Nebenschlußwicklung erzeugt, wie es schon kurz vorher von *E. Arnold* & *J. L. La Cour* in einer Patentanmeldung angegeben worden ist.

Mehr für stationäre Zwecke ist der im Jahre 1903 von der *General El. Co.* nach Angaben von *Steinmetz* vom Jahre 1897 gebaute Kondensatormotor geeignet, dessen Leistungsfaktor durch Anschluß eines Kondensators an die dritte Phase eines einphasig gespeisten Drehstrommotors der Einheit nahe gebracht werden kann. Für große Anzugskraft stellt die *Oesterr. Union E.-G. Wien* nach Patenten von *Déri* aus dem Jahre 1898 einen Motor her, der beim Anlauf als Repulsionsmotor und nach Umschaltung des Stators auf eine andere Polzahl beim Lauf als asynchroner Motor arbeitet. Entsprechend einem Vorschlage *Déris* baut auch die *A.-G. Brown, Boveri & Co.*, Baden (Schweiz) einen Repulsionsmotor mit doppeltem Bürstenkurzschluß, dessen Zugkraft durch Verschiebung eines Bürstenpaares kontinuierlich geändert werden kann.

Von den vielen Konstruktionen der *Elektr.-Akt.-Ges. vorm. W. Lahmeyer & Co.*, Frankfurt sei noch ein kompensierter Repulsionsmotor aus dem Jahre 1904 erwähnt, der beim Anlauf als Hauptschlußmotor arbeitet, und ein von *L. Schüler* konstruierter Motor, dessen Wirkungsweise dem *Wagner*-Motor von *E. Arnold* entspricht. Nur

wird bei ihm der Uebergang vom Repulsions- zum asynchronen Betrieb allmählich durch Einschalten eines Widerstandes in den mit dreiphasigem Anschluß und Schleifringen versehenen Anker erreicht. Er besitzt jedoch dabei den Nachteil, daß er nicht stark überlastungsfähig ist. Von *Bruce, Peebles & Co.*, Edinburgh wird ferner nach Patenten von *E. Arnold & J. L. La Cour* vom Jahre 1904 ein kompensierter Haupt- bezw. Nebenschlußmotor gebaut, bei dem die Umdrehungszahl und der Leistungsfaktor durch Anwendung einer senkrecht zum Hauptfelde liegenden Hilfswicklung geändert werden kann.

In gleicher Weise wie *Arnold* und *La Cour* hat auch *V. A. Fynn* bei seinem neuesten Motor vom Jahre 1905, wie er von der *Elektr.-Ges. Alioth* in Münchenstein-Basel gebaut wird, zum Anlauf das Repulsionsprinzip verwendet und für den Lauf die Erregerbürsten an eine regulierbare Hilfswicklung angeschlossen, so daß die Maschine normal als kompensierter Nebenschlußmotor arbeitet.

Auch ein neuer Motor der *Allmänna Svenska Elektr.-Aktiebolaget* in Westeras (Schweden), der eine Modifikation des kompensierten Hauptschlußmotors von *Latour* darstellt, scheint begründete Aussicht auf Erfolg zu haben.

Bei den bisher konstruierten Motoren können wir nun im allgemeinen folgende Klassen unterscheiden:

I. *Synchronmotoren.*
II. *Asynchron- oder Induktionsmotoren.*
III. *Kommutatormotoren ohne Kompensation.*
   a) Hauptschlußmotoren.
   b) Nebenschlußmotoren.
   c) Repulsionsmotoren.
IV. *Kompensierte Motoren.*
V. *Motoren mit vereinigter Wirkungsweise verschiedener Klassen.*

Diese Einteilung wird jedoch in einigen Fällen nicht streng durchzuführen sein, da es Konstruktionen gibt, die vermöge ihrer Eigenschaften sowohl der einen als auch der anderen Klasse je nach der Auffassung zugerechnet werden können.

I. Abschnitt.

Synchronmotoren.

Im allgemeinen besteht ein Synchronmotor aus einem mit Gleichstrom erregten Magnetfeld und einer vom Wechselstrom durchflossenen Armatur. Er ist also die Umkehrung des Synchrongenerators. Im Gegensatz zum Gleichstrommotor hat er die besondere Eigenschaft, daß er beim Anlegen des Ankers an eine Wechselstromquelle von selbst nicht anläuft. Ferner besitzt er den Nachteil, einer besonderen Gleichstromquelle zur Erregung des Feldes zu bedürfen.

Im Jahre 1886 hat *J. Swineburne* (**1**)[1]) einen Synchronmotor konstruiert, dessen Prinzip mit dem später besprochenen übereinstimmt. Das Feld war erregt mit gleichgerichteten Strömen, welche der Armatur durch einen Kommutator entnommen wurden. Diese Konstruktion wurde jedoch wegen zu starken Feuerns aufgegeben.

Die vorher erwähnten Uebelstände hat die *Elektrizitäts-Akt.-Ges. Helios*, Köln (**2**, **5**) dadurch beseitigt, daß sie einer gewöhnlichen Gleichstrommaschine durch zwei mit diametralen bezw. um 180 elektr. Grad versetzten Lamellen des Kommutators verbundene Schleifringe den Wechselstrom zuführt[2])

[1]) Die eingeklammerten fett gedruckten Zahlen geben die Nummern der Patentschriften an, deren Verzeichnis den von dieser Arbeit hergestellten Sonderdrucken als Anhang angefügt ist.

[2]) E. T. Z. Okt. 1888, S. 491. Engineering 10. Febr. 1888, Bd. 45, S. 155. Electrical Review, Bd. 22, S. 271.

Um das Anlaufen eines synchronen Motors möglich zu machen, kuppelt *S. Z. de Ferranti* (**6**, **7**, **10**, **85**) mit ihm einen kleineren Kommutatormotor[3]), der den Anker des Hauptmotors in Umdrehung versetzt. Bei Synchronismus werden die Feldwicklungen der beiden Maschinen nach Umschaltung durch den vom Hilfsmotor gelieferten Gleichstrom erregt, worauf der Wechselstrom nur dem Anker des Hauptmotors zugeführt wird.

Um einen Gleichstrommotor auch für Wechselstrom zu verwenden, hat *W. Mordey* (**8**) auf der Welle eines Hauptschlußmotors einen zweiteiligen Kommutator[4]) an-

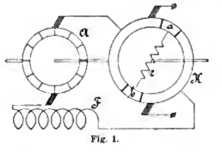


Fig. 1.

geordnet, vermittels dessen der zugeführte Wechselstrom in gleichgerichteten umgewandelt wird. Fig. 1 zeigt das Schema, in welchem A den Anker, F das Feld des Motors, K den Kommutator darstellt. Zwischen den beiden Hauptlamellen befinden sich noch zwei schmale, durch einen Widerstand r verbundene Hilfslamellen a, b. Diese haben den Zweck, einen Kurzschluß der Bürsten beim Uebergang von einer Lamelle zur anderen zu vermeiden, während der Widerstand r eine Unterbrechung des Hauptstromes in den Zuleitungen verhindern soll.

Eine andere Konstruktion ist von *W. Stanley jr.* (**13**, **14**) angegeben in der Form, wie das Schema Fig. 2 zeigt. Für einen vierpoligen Motor stellt A den mit vier Spulen versehenen Trommelanker dar, während das Feld körperliche Pole mit den beiden Wicklungen F_1 und F_2 besitzt. Der Strom wird über die Schleifringe s und den Kommutator K den mit dem Anker A hinter-

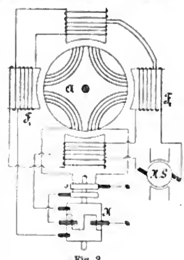


Fig. 2.

einandergeschalteten Feldspulen F_1 zugeleitet. Infolge des Stromdurchganges tritt ein Drehmoment auf, welches immer gleiche Richtung behält, da der Kraftfluß im Anker und Feld gleichzeitig wechselt. Die Geschwindigkeit steigt nun bis zum Synchronismus

$$n = \frac{60 \cdot \nu}{p}$$

an, wobei die Spulen F_1 einen gleichgerichteten Strom führen, dessen Stärke allerdings zwischen Null und einem Maximum entsprechend den Halbperioden des Wechselstromes schwankt. Infolgedessen ändert sich auch das Drehmoment und zwar bei sinusförmigem Strom proportional

$$\sin 2\,\omega t, \quad \text{wo } \omega = 2\,\pi\nu$$

die Winkelgeschwindigkeit bedeutet. Um diesen Nachteil zu beseitigen, ist auf der Welle ein kleiner, selbsterregender Hilfsgenerator HG angeordnet, der nach erreichtem

[3]) E. T. Z., 24. Januar 1890, S. 68.

[4]) Lum. El., 29. Dezember 1888, Bd. 30, S. 614.

Synchronismus die Spulen F_2 mit konstantem Gleichstrom versieht.

Dem Prinzip nach ähnlich gebaut ist der Motor von *O. B. Schallenberger* (**19**), dessen Wirkungsweise sich aus Fig. 3 leicht ersehen läßt. Der Unterschied gegenüber dem Motor von *Stanley* besteht in der Anordnung des Feldes *F* im Nebenschluß zum Anker *A*, wobei außerdem durch zwischengeschaltete Transformatoren *T* die dem Motor gebotene Spannung entsprechend reguliert werden kann. Der Motor hat jedoch auch in modifizierter Schaltung (**18, 20**) nur Bedeutung für Zähler erlangt.

Fig. 3.

Auch bei dem nach Patenten von *M. Déri*, *O. Bláthy* und *C. Zipernowsky* (**22, 23, 57, 71**) auf Grund mehrjähriger Versuche von *Ganz & Co.*, Budapest, gebauten Motor wird durch einen vor die Magnetwicklung eingeschalteten Kommutator *K* bei synchronem Gang der Wechselstrom in einen gleichgerichteten Strom verwandelt. Fig. 4 zeigt das Schema eines solchen Motors[5]). Darin ist *A* die feststehende Armatur, *M* das rotierende Magnetfeld, dessen Spulen an den auf der Welle sitzenden Kommutator *K* angeschlossen sind. Der Stromwender besteht hierbei aus soviel Lamellen, als der Anker bezw. die Magnete Pole besitzen. Davon sind die ungeradzahligen (schraffierten) Lamellen untereinander und mit dem Anfang (*a*), die geradzahligen untereinander und mit dem Ende (*e*) der Magnetwicklung verbunden, während durch zwei Bürsten oder Bürstengruppen der Wechselstrom dem rotierenden Kommutator zugeführt wird. Dreht sich das Magnetfeld synchron, so wird durch den Kommutator der Wechselstrom in einen pulsierenden aber gleichgerichteten Strom umgewandelt. Die Magnetpole behalten deswegen immer gleiche Polarität und suchen daher den synchronen Gang aufrecht zu erhalten.

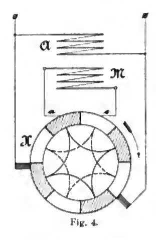


Fig. 4.

Ordnet man den Anker *A* im feststehenden Magnetfeld rotierend an, so erhält er noch zwei Schleifkontakte zur Zuführung des Wechselstromes, während der Magnetwicklung der gleichgerichtete Strom vom rotierenden Kommutator aus durch Schleifringe zugeleitet wird. Das Feld ist zur Vermeidung von Wirbelströmen aus Eisenblechen zusammengesetzt. Ein solcher Motor kann auch durch den Wechselstrom direkt in Gang gesetzt werden. Erteilt man nämlich dem Anker eine kleine Anfangsgeschwindigkeit, so wird er sich infolge des wenn auch geringen Drehmoments allein weiterbewegen und nach einiger Zeit den Synchronismus erreichen. Der Kommutator besorgt dann die infolge der veränderlichen relativen Stellung zwischen Anker und Magnet erforderliche Stromumkehr.

Da nun beim Richtungswechsel des Stromes in der Magnetwicklung durch die große Selbstinduktion starke Funken am Stromwender hervorgerufen werden, so wird nicht nur letzterer allmählich zerstört, sondern es wird auch der Lauf des Motors unsicher und gibt leicht zum Außertrittfallen Veranlassung. Zur Vermeidung dieser Uebelstände wird die Magnetwicklung durch Verdoppelung der Bürstenzahl einige Zeit vor der Stromumkehr kurzgeschlossen. Dabei sucht die beim Verschwinden des Stromes induzierte E M K der Selbstinduktion den Erregerstrom unverändert zu erhalten und kommt um so kräftiger zur Geltung, je kleiner der Bürstenübergangswiderstand ist. Werden die Bürsten so weit verschoben, daß im Moment des Sektorwechsels der Selbstinduktionsstrom mit dem zugeführten Strome gleiche Größe hat, so erhält man in der Erregerwicklung einen pulsierenden Gleichstrom, der niemals den Wert Null erreicht und vermeidet dadurch das Auftreten von Funken. Während nun diese doppelte Bürstenanordnung für den synchronen Lauf von Vorteil ist, zeigt sie sich beim Anlauf sehr störend. Auch bei niedriger Tourenzahl wird deshalb das Drehmoment klein, so daß es zur Beschleunigung nicht ausreicht, um den Motor in Synchronismus zu bringen. Zum Anlassen sind deswegen nur die einfachen Bürsten (Fig. 4) zu benutzen oder die Doppelbürsten mit sehr geringer gegenseitiger Verschiebung der zu einer Zuleitung gehörenden Bürsten. Zu diesem Zwecke wird entweder das Hilfsbürstenpaar ausgeschaltet oder durch Verdrehen der Bürstenträger in die Nähe der an dieselbe Zuleitung angeschlossenen Bürsten gebracht.

Anstatt durch Verstellen der Bürsten kann der Kurzschluß der Magnetwicklung auch durch Anordnung zweier gegeneinander um den Bogenbetrag der erforderlichen Kurzschlußzeit verdrehten Stromwender erfolgen.

Die Maschine kann ebenfalls als Hauptschlußmotor betrieben werden, wobei derselbe Strom den Anker als Wechselstrom dagegen das Magnetfeld als pulsierender Gleichstrom in Serie durchfließt.

Diese Motoren wurden seit dem Jahre 1889 bis etwa 1893 gebaut und sind auch jetzt noch im Betriebe für Leistungen bis zu 50 PS. Sie besaßen folgende besonderen Eigenschaften:

1. Konstante Geschwindigkeit für verschiedene Belastungen.
2. Der hochgespannte Strom brauchte nicht durch den Kommutator zu gehen, so daß es besonders bei Kraftübertragungen möglich war, weitaus höhere Spannungen zu verwenden als bei Gleichstrom, wodurch ein Betrieb in wirtschaftlicher Weise bewerkstelligt werden konnte.
3. Widerstände waren beim Anlassen nicht erforderlich.

Die an einem Motor von 30 PS Leistung aufgenommenen Betriebsergebnisse sind in folgender Tabelle[6]) zusammengestellt:

n	Abgegebene Leistung PS	Abgegebene Leistung Watt	Volt-Amp. verbraucht	Zugeführte Leistung PS	Zugeführte Leistung Watt	$\cos \varphi$	[illegible]
600	15	11 000	18 000	21,5	15 800	0,88	0,7[illegible]
700	19,7	14 600	24 200	25,2	18 600	0,77	0,785
730	30,4	22 400	29 800	37,0	27 700	0,92	0,81

Die Aenderung der Tourenzahl ist hierbei jedoch nur eine Folge der verschiedenen Periodenzahl und nicht der Belastung gewesen. Bei konstanter Periodenzahl war die Geschwindigkeit tatsächlich unabhängig von der Leistung

[5]) E. T. Z., 14. März 1890, S. 158. Das Prinzip ist schon im E. Pat. No. 3379 vom 16. März 1885 (*Déri*, *Bláthy* und *Zipernowsky*) benutzt.

[6]) Z. f. E. 1889, Bd. 7, S. 343.

Wichtig ist dabei, daß der Leistungsfaktor $\cos\varphi$ relativ groß ist, weil damit eine Bedingung erfüllt ist, welche als Lebensbedingung für den Wechselstrommotor angesehen werden muß und bisher vergebens angestrebt worden war.

(Fortsetzung folgt.)

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers.

Von Diplom-Ingenieur **Otto Schäfer**, Hannover.

(Fortsetzung von S. 631 d. Bd.)

IV. *Eigenschwingungen eines Akkumulators.*

Der durch den plötzlichen Abschluß der Abflußleitung hervorgerufene Druck wird den Akkumulator entweder zerstören, oder das Wasser wird zusammengedrückt, später sich wieder ausdehnen und dabei das Gewicht heben. Ist das Gewicht dann bis zur Gleichgewichtslage gehoben, so überschreitet es diese vermöge seiner Trägheit, erreicht einen höchsten Punkt, kehrt wieder um usw. Wir haben eine Verbindung von Masse und Feder, also ein System, welches Schwingungen auszuführen befähigt ist. Bei unelastischen Wänden und unelastischem Wasser könnten Schwingungen nicht stattfinden, oder mathematisch ausgedrückt, die Zeit für eine Schwingung müßte Null sein. Je weicher elastisch das federnde Mittel ist, desto länger dauert die Schwingung. Bezeichnet K die veränderliche, vom Wasser auf das Gewicht ausgeübte Kraft und m die Masse des Belastungsgewichtes, so sind K und m mal der Beschleunigung die einzigen vorkommenden Kräfte; sie müssen sich das Gleichgewicht halten. Bezeichnet s den Weg von der Gleichgewichtslage ab, so ist die Beschleunigung $\frac{d^2 s}{dt^2}$; dies gibt

$$K + m\frac{d^2 s}{dt^2} = 0.$$

Für K den Wert $C.s$ gesetzt, wie im vorigen Abschnitt gezeigt, liefert als Differentialgleichung der Schwingung

$$m\frac{d^2 s}{dt^2} = -C.s.$$

Die Dämpfung der Schwingung durch Stopfbüchsenreibung ist hierbei zunächst vernachlässigt. Die Zeit T für eine volle Schwingung ist bekanntlich

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{m}{C}}.$$

Unter Beibehaltung der Annahmen des vorigen Abschnittes ist

$$m = \frac{10^8}{981} \text{ und } C = 1{,}37 \,.\, 10^8,$$

also

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{10^8}{1{,}37 \,.\, 10^8 \,.\, 981}} = 0{,}17 \text{ Sek.}$$

Die Schwingungszeit wird erheblich größer, wenn der Akkumulator mehr Wasser enthält. In seiner höchsten Stellung kann der skizzierte Akkumulator 425000 ccm Wasser aufnehmen. In dieser äußersten Lage kann er aber keinen Anstoß zu Schwingungen bekommen; durch Oeffnen und plötzliches Schließen des Abflusses nicht, weil das Gewicht dann nicht mehr ganz oben steht, und durch Stöße im Zufluß nicht, weil dieser in der Nähe des höchsten Punktes abgeschlossen wird. Den Inhalt zu ∾ 400000 ccm angenommen, ergibt $C = 0{,}55 \,.\, 10^8$, also

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{10^8}{0{,}55 \,.\, 10^8 \,.\, 981}} = 0{,}266 \text{ Sek.}$$

Es mag nun auch die Elastizität der Wandungen berücksichtigt werden. Aus der bereits benutzten Formel für Rohre mit innerem Ueberdruck

$$\sigma = p_i \frac{1{,}3\left(\frac{d_a}{d_i}\right)^2 - 0{,}4}{\left(\frac{d_a}{d_i}\right)^2 - 1}$$

ergibt sich, da $\frac{d_a}{d_i}$ bei dem betrachteten Akkumulator gleich $\frac{3}{2}$ ist,

$$\sigma = 2 \,.\, p_i.$$

Daraus findet sich, wenn der Elastizitätsmodul des Gußeisens der Wandungen zu 800000 angenommen wird

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{20900} + \frac{1}{\frac{1}{2}\cdot\frac{1}{2}\cdot 800000} = \frac{1}{18900}$$

$$E = 18900.$$

Mit diesem Wert bestimmt sich dann

$$C = 0{,}5 \,.\, 10^8 \text{ und } T = 0{,}28 \text{ Sek.}$$

Die Elastizität der Wandungen hat hiernach die Zeit für eine Schwingung nicht sehr erheblich vergrößert; die Veränderung des Wasserinhaltes ist von weit größerem Einfluß gewesen.

Als Dämpfung kommt nur die Stopfbüchsenreibung in Betracht. Diese Dämpfung ist sehr schwer zu berücksichtigen, weil sowohl das Gesetz der Reibung und die Koeffizienten, als auch der Reibungsdruck sehr unsicher sind. Man nimmt gewöhnlich an, daß die Reibung unabhängig von der Geschwindigkeit sei; außerdem ist sie stets der Bewegung entgegen gerichtet. Für den Fall einer Schwingung würde sie also immer vom vollen positiven auf den vollen negativen Wert springen, wenn man die Wirkung in einer Richtung mit positivem Vorzeichen eingesetzt hat. Der Wechsel findet jedesmal dann statt, wenn die Geschwindigkeit Null ist, also wenn der Weg ein Maximum ist. Ein solches Gesetz für die Reibung läßt sich analytisch nicht darstellen, es würde daher unmöglich sein, die Reibung in die Gleichung für die Schwingung einzuführen. Der Einfluß der Dämpfung auf die Schwingungszeit ist äußerst gering, so gering, daß man ihn, wie sich weiter unten herausstellen wird, überhaupt vernachlässigen kann. Zunächst werde ein solches Gesetz für die Reibung angenommen, wie es die Durchführung der Rechnung erleichtert, wobei es nicht darauf ankommt, in jedem Zeitpunkt eine möglichst genaue Uebereinstimmung des Gesetzes mit der Wirklichkeit zu erreichen, sondern nur darauf, daß im Mittel, während einer längeren Zeit, diese Uebereinstimmung herrscht. Zeigt sich dann, daß die Reibung überhaupt gleichgültig ist, so geht daraus hervor, daß auch die Wahl des Gesetzes gleichgültig war. Eine solche, für die Rechnung bequeme Annahme für das Gesetz der Reibung ist die, daß die Reibung proportional der Geschwindigkeit sei. Der Koeffizient der Reibung werde so bestimmt, daß er mit einer mittleren

angenommenen Geschwindigkeit multipliziert, denjenigen Wert R der Reibung gibt, welchen man bei Ausführungen gefunden hat. Setzt man für R (nach der „Hütte", 19. Auflage, S. 212)

$$R = \mu \cdot p \cdot d \cdot \pi,$$

wobei μ die Reibungsziffer (0,1), p den Druck (100 at) und $d\pi$ den Umfang der Stopfbüchse bedeutet, so ist

$$R = 0{,}1 \cdot 100 \cdot d \cdot \pi = 1120 \text{ kg}$$

oder

$$R = \text{rd. } 1000 \text{ kg} = 1000000 \text{ g}.$$

Unter Annahme einer mittleren Geschwindigkeit $V_m = 10$ cm/Sek. würde der Koeffizient r' des Reibungsgesetzes $r' = 100000$. Die Differentialgleichung der Schwingung unter Berücksichtigung der Dämpfung lautet dann

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} = - C \cdot s - r' \cdot \frac{ds}{dt}.$$

Sie steht für $r' = 0$ in Uebereinstimmung mit der oben angegebenen Gleichung für ungedämpfte Schwingungen.

Die Lösung dieser Differentialgleichung ist bekannt (*Föppl*, „Vorlesungen über techn. Mechanik", Bd. IV). Die Dauer einer vollen Schwingung T ist

$$T = \frac{4 \cdot \pi \cdot m}{\sqrt{4\, m \cdot C - r'^2}},$$

Einsetzung der Zahlen ergibt

$$T = \frac{4 \cdot \pi \cdot \frac{10^8}{981}}{\sqrt{4 \cdot \frac{10^8}{981} \cdot 0{,}5 \cdot 10^8 - 100000^2}}.$$

Das 100000^2 verändert den Wert unter der Wurzel um eine Einheit in der vierten Stelle, also bleibt $T = 0{,}28$ (die beiden ersten Stellen) unverändert. Erst wenn die Reibung zehnmal so groß wäre, würde sich der Wert unter der Wurzel um eine Einheit in der zweiten Stelle verkleinern und dann auch T sich vergrößern. Es ist hiernach wohl anzunehmen, daß die Reibung ohne wesentlichen Einfluß auf die Schwingungsdauer bleibt, auch wenn sie einem anderen als dem hier angenommenen Gesetze folgt.

V. *Bewegungen eines Akkumulators ohne Berücksichtigung der Elastizität.*

Nach Bestimmung der Eigenschwingungszeit des Akkumulators sind nun noch die ihm aufgezwungenen Schwingungen zu untersuchen. Sie entstehen dadurch, daß das Wasser nicht in einem ständigen Strome, sondern periodisch schwankend zugeführt wird. Dabei entspricht die Periode einer ganzen oder einer halben Umdrehung der Pumpenwelle, je nachdem eine oder zwei um 180° gegeneinander versetzte Pumpen das Wasser liefern. Wenn aus dem Akkumulator gerade so viel Wasser abfließt, daß er nach einer Periode stets wieder dieselbe Stellung hat wie vorher, so kann man ein solches Verhalten als Beharrungszustand bezeichnen. Die veränderliche Zuflußgeschwindigkeit sei w, die Geschwindigkeit des Belastungsgewichtes V und die Geschwindigkeit des abfließenden Wassers v. Sind dann q, F und f die zugehörigen Querschnitte, so würde unter der Bedingung, daß das Wasser nicht zusammengedrückt werden kann und daß andererseits das Wasser den ganzen ihm gebotenen Raum ausfüllt, die in einem Zeitteilchen dt zugeführte Wassermenge $q \cdot w \cdot dt$ teilweise sofort abfließen $(f \cdot v \cdot dt)$ teilweise den Wasserinhalt des Akkumulators vergrößern $(F \cdot V \cdot dt)$. V kann natürlich auch negativ sein, was ein Sinken des Belastungsgewichtes und eine Verkleinerung des Wasserinhaltes bedeuten würde. Es ist demnach

$$q \cdot w \cdot dt = f \cdot v \cdot dt + F V \cdot dt,$$

oder

$$q \cdot w = f \cdot v + F V \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1$$

Die Abflußgeschwindigkeit v ist veränderlich, selbst wenn der Widerstand in der Abflußleitung und das Belastungsgewicht gleich groß bleiben, weil der Druck im Akkumulator um so viel schwankt, wie zur Beschleunigung des Belastungsgewichtes erforderlich ist. Die Länge der Abflußleitung und damit auch die Masse des in ihr befindlichen Wassers möge so groß sein, daß diese Druckschwankungen nicht imstande sind, die Geschwindigkeit v nennenswert zu verändern, so daß also v als konstant betrachtet werden kann. Zur Bestimmung der Beschleunigungen und der Kräfte in Zuflußleitung und Akkumulator erhält man aus Gleichung 1

$$q \frac{dw}{dt} = F \frac{dV}{dt}.$$

Für w und demgemäß auch für $\frac{dw}{dt}$ gilt ein ganz bestimmtes Gesetz, je nach der Anordnung der Pumpe. Hier möge eine einfachwirkende Taucherkolbenpumpe ohne Windkessel und ohne Windhauben das Wasser liefern. Ihr Antrieb sei durch ein Kurbelgetriebe mit konstanter Kurbelzapfengeschwindigkeit und durch eine Schubstange bewirkt, deren Länge gleich dem fünffachen Kurbelradius ist ($l = 5r$). Da das Verhältnis $\frac{r}{l}$ bei Speisepumpen häufig kleiner als $^1/_5$ ist, so soll auch der andere Grenzfall

$$\frac{r}{l} = \frac{1}{\infty}$$

betrachtet werden. Die einfachen Taucherkolbenpumpen fördern nur auf dem Rückgang, das heißt, nur dann, wenn der Kolben sich in der Richtung von der Kurbel nach dem Zylinder hin bewegt (Druckperiode). Die Geschwindigkeit w für jede Kolbenstellung bestimmt sich, wie in



Fig. 6.

Fig. 6 angegeben. In Fig. 7 ist w als Funktion der Zeit aufgetragen. Dies Gesetz für w läßt sich auch analytisch aufstellen. Wenn x' den Weg des Kolbens von der vorderen Totpunktslage ab, φ den Winkel der Kurbel mit



Fig. 7.

der vorderen Totlage bezeichnet, so ist für den Rückgang des Kolbens

$$x' = r(1 - \cos\varphi) - l\left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2}\right)$$

Um den Weg x eines Wasserteilchens in der Druckrohrleitung der Pumpe zu bekommen, ist x' noch mit dem Verhältnis Kolbenfläche F_1 durch Rohrquerschnitt q zu multiplizieren; dies gibt

$$x = x' \frac{F_1}{q},$$

oder

$$x = \frac{F_1}{q} r (1 - \cos \varphi) - \frac{F_1}{q} l \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin . \varphi\right)^2}\right) \quad 2)$$

Diese Strecke x ist von dem Punkte ab zu messen, den das Wasser bei Beginn des Rückganges der Pumpe — Beginn der Druckperiode — erreicht hatte. Beim Vorwärtsgang des Kolbens — während der Saugperiode — ist w gleich Null, x konstant. Auch zeichnerisch läßt sich x als Funktion der Zeit darstellen, indem man für die Druckperiode die Größe von x aus Fig. 6 entnimmt und für die Saugperiode x konstant läßt. Durch zeichnerische Differentiation der Geschwindigkeitskurve (Fig. 7) könnte man die Beschleunigungen erhalten. Abgesehen davon, daß eine zeichnerische Differentiation immer ziemlich ungenau wird, genügt auch die Kenntnis der Kurve der Beschleunigung noch nicht für die folgenden Betrachtungen. Es ist vielmehr, um etwa auftretende Resonanzerscheinungen beurteilen zu können, erforderlich, die periodische Funktion der Beschleunigung in eine Reihe zu zerlegen, die aus dem Sinus und Cosinus des Winkels φ und der Vielfachen dieses Winkels besteht. Zu einer solchen Darstellung, die unter dem Namen *Fourier*sche Reihe bekannt ist, gelangt man in diesem Falle auf folgendem Wege. Man betrachtet zunächst den Rückgang allein und entwickelt den Ausdruck

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin . \varphi\right)^2}$$

nach dem binomischen Lehrsatz:

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2} = 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \varphi - \frac{1}{8}\left(\frac{r}{l}\right)^4 \sin^4 \varphi$$
$$- \frac{1}{16}\left(\frac{r}{l}\right)^6 \sin^6 \varphi - \frac{5}{128}\left(\frac{r}{l}\right)^8 \sin^8 \varphi - \frac{7}{256}\left(\frac{r}{l}\right)^{10} \sin^{10} \varphi.$$

Für die weitere Entwicklung ist es bequemer, statt der Sinuspotenzen die Funktionen der Vielfachen des Winkels φ einzuführen. Hierzu dienen die Formeln

$$\sin^2 \varphi = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos 2 \varphi,$$

$$\sin^4 \varphi = \frac{1}{2^4} (2 \cos 4 \varphi - 4 . 2 . \cos 2 \varphi + 6),$$

$$\sin^6 \varphi = \frac{1}{2^6} (2 \cos 6 \varphi - 6 . 2 . \cos . 4 \varphi + 15 . 2 . \cos 2 \varphi - 20),$$

$$\sin^8 \varphi = \frac{1}{2^8} (2 \cos 8 \varphi - 8 . 2 . \cos 6 \varphi + 28 . 2 . \cos 4 \varphi$$
$$- 56 . 2 \cos 2 \varphi + 70)$$

$$\sin^{10} \varphi = - \frac{1}{2^{10}} (2 \cos 10 \varphi - 10 . 2 . \cos 8 \varphi$$
$$+ 45 . 2 . \cos 6 \varphi - 120 . 2 . \cos 4 \varphi + 210 . 2 . \cos 2 \varphi - 252).$$

Ersetzt man l durch $5\,r$ und zieht die Glieder mit den gleichen Vielfachen von φ zusammen, so ergibt sich aus Gleichung 2 der Weg eines Wasserteilchens in der Druckrohrleitung:

$$x = \Big[\frac{F_1}{q} \cdot r (0{,}94\,96\,19 - \cos \varphi + 0{,}05\,05\,09 \cos 2 \varphi$$
$$- 0{,}00\,01\,29 \cos 4 \varphi + 0{,}00\,00\,01 \cos 6 \varphi\Big]_{\varphi = 0}^{\varphi = \pi}.$$

Diese Gleichung gilt jedoch nur für den ersten Rückgang; dann folgt ein Vorwärtsgang, während dessen das Wasser in der Druckrohrleitung in Ruhe bleibt, x also den Wert für $\varphi = \pi$ beibehält.

$$x = \left[\frac{F_1}{q}\, 2\, r\right]_{\varphi = \pi}^{\varphi = 2\pi}$$

Während des folgenden Rückganges verändert sich x wieder gemäß Gleichung 2, ist also

$$x = \Big[\frac{F_1}{q}\, 2\, r + \frac{F_1}{q} r (0{,}94\,96\,19 - \cos \varphi$$
$$+ 0{,}05\,05\,09 \cos 2 \varphi - \cdot \cdot \cdot)\Big]_{\varphi = 2\pi}^{\varphi = 3\pi}$$

dann ist x wieder konstant,

$$x = \left[2 \frac{F_1}{q}\, 2\, r\right]_{\varphi = 3\pi}^{\varphi = 4\pi}$$

das Spiel setzt sich in derselben Weise weiter fort.

1) Rückgang

$$x = \left[\frac{F_1}{q} r (0{,}94\,96\,19 - \cos \varphi + \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot)\right]_{\varphi = 0}^{\varphi = \pi}$$

1) Vorwärtsgang

$$x = \left[\frac{F_1}{q}\, 2\, r\right]_{\varphi = \pi}^{\varphi = 2\pi}$$

2) Rückgang

$$x = \left[\frac{F_1}{q}\, 2\, r + \frac{F_1}{q} r (0{,}94\,96\,19 - \cos \varphi + \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot)\right]_{\varphi = 2\pi}^{\varphi = 3\pi}$$

2) Vorwärtsgang

$$x = \left[\frac{F_1}{q}\, 4\, r\right]_{\varphi = 3\pi}^{\varphi = 4\pi}$$

$n + 1$) Rückgang

$$x = \Big[\frac{F_1}{q}\, n . 2\, r + \frac{F_1}{q} r (0{,}94\,96\,19$$
$$- \cos \varphi + \cdot \cdot \cdot)\Big]_{\varphi = n\, 2\pi}^{\varphi = n\, 2\pi + \pi}$$

$n + 1$) Vorwärtsgang

$$x = \left[\frac{F_1}{q} (n + 1)\, 2\, r\right]_{\varphi = n\, 2\pi + \pi}^{\varphi = n\, 2\pi + 2\pi}.$$

(Fortsetzung folgt.)

Ein Beitrag zur Frage der schnellaufenden Sägegatter.

Von Prof. **P. von Denffer.**

(Schluß von S. 635 d. Bd.)

Vergleichen wir die beiden Lagerdruckdiagramme Fig. 5 und Fig. 9 miteinander, so sieht man ohne weiteres, daß ein zweckmäßig angeordnetes Gegengewicht uns fast dieselben Dienste leistet wie ein Spannwerk, dessen Herstellung natürlich bedeutend teurer ausfällt, als die der Gegengewichte.

Wenn wir uns nun das vorstehende Gatter bei derselben lichten Rahmenweite von 800 mm mit dem doppelten Hube

ausgestattet denken, so erhalten wir zur Verzeichnung der Diagramme folgende Grundlagen:

$H = 1000$ mm gegen 500 mm.
$n = 107{,}5$ i. d. Min. gegen 215.

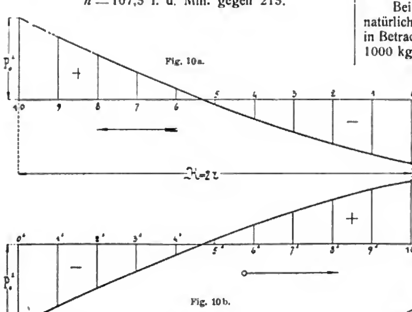


Fig. 10a.

Fig. 10b.

Die mittlere Schnittgeschwindigkeit bleibt natürlich unverändert gleich 3,58 m/Sek.

Das Gewicht der bewegten Teile wird größer und zwar $G = 570$ kg gegen 450 kg.

Das Verhältnis der Länge des Kurbelradius zur Schubstange kann hier gleich $^1/_8$ (gegen $^1/_{12}$ bei 500 mm Hub) gewählt werden, ohne einen bemerkbaren schädlichen Einfluß auszuüben.

Die unter diesen Annahmen und mit den gleichen Maßstäben verzeichneten Kurven der Beschleunigungsdrücke ergeben die Fig. 10a und 10b. Die größten Drücke erhalten sonach die Werte

$P_0 = 3211$ kg (gegen 5329 kg)

und

$P'_0 = 4130$ kg (gegen 6298 kg),

somit beträgt die Verringerung der Drücke 2118 bezw. 2168 kg.

Die hiernach verzeichneten Radialkraft- bezw. Tangentialdruckdiagramme erhalten die Formen Fig. 11 u. 12, die natürlich bedeutend günstiger als die Diagramme Fig. 3 und 4 ausfallen. Die Aenderung der Normaldrücke auf die Rahmenführungen zeigt die Kurve (Fig. 13), aus der zu ersehen ist, daß trotz kürzerer Schubstangen keine größeren Drücke auftreten (vergl. Fig. 2).

Natürlich kann auch hier das Gegengewicht nicht entbehrt werden. Für den vorliegenden Fall gelangt zur Anwendung ein Gegengewicht von $G' = 160$ kg im Abstand $r' = 0{,}8$ m vom Wellenmittel, welches eine Fliehkraft von $C = 1600$ kg entwickelt. Jede Kurbelscheibe erhält in diesem Falle 80 kg Gegengewicht (gegen 45 beim Gatter mit kleinem Hub), jedoch bereitet das Unterbringen dieses Gewichtes durchaus keine Schwierigkeiten, da entsprechend dem größeren Hub, die Kurbelscheiben größere Abmessungen erhalten müssen.

Die nach Abzug der Fliehkraft verbleibenden radialen Kräfte sind in der Fig. 11 schraffiert. Auch hier zeigen die punktierten Kurven den Einfluß des Eigengewichtes des Gegengewichtes.

Bei der Verzeichnung des Lagerdruckdiagrammes ist natürlich ein entsprechend größeres Eigengewicht der Welle in Betracht zu ziehen und ist hier $G_0 = 1300$ kg (gegen 1000 kg) angenommen worden. Der Achsdruck $2\,S_0$ kann seinen Wert beibehalten, da die Gatter für die gleiche Leistung gedacht sind. Die Kurve der Lagerdrücke erhält dann die folgende Gestalt (Fig. 14). Die Verteilung der Lagerbeanspruchungen ist, mit den Fig. 5 u. 9 verglichen, eine weitaus günstigere.

Die Drücke erreichen die Grenzwerte 3350 kg (zwischen Kurbelstellung *1* und *3*) und 500 kg (Stellung *1'*), fallen sonach ganz erheblich geringer aus als bei den raschlaufenden Gattern.

Der Vergleich der drei Lagerdruckdiagramme miteinander zeigt augenscheinlich, daß die Vergrößerung des Hubes und Herabsetzung der Umdrehungszahl ein sehr einfaches und dabei sehr wirksames Mittel sind, um leistungsfähige und dabei durchaus dauerhafte Gatter herstellen zu können.

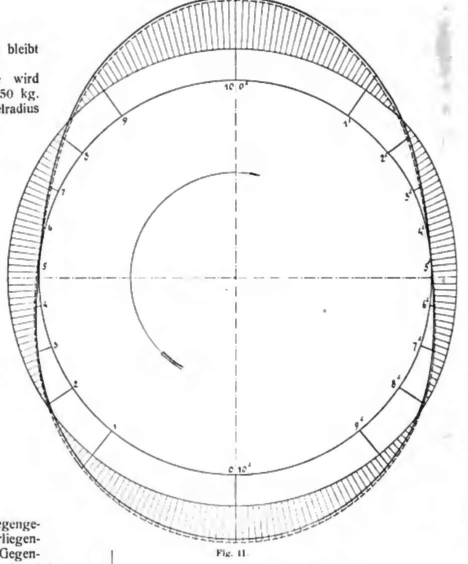


Fig. 11.

Vorstehende Ausführungen bedürfen noch einer kleinen Ergänzung, insofern nämlich, als bei der Verzeichnung der Massendruckkurven der beim Sägenniedergang auftretende Schnittwiderstand und das Eigengewicht der geradlinig

bewegten Teile als solches nicht berücksichtigt worden sind. Dieses kann jedoch leicht geschehen, indem wir in das Diagramm (Fig. 1 a) für den Aufgang des Rahmens das Eigengewicht G als negative Kraft auftragen (Fig. 15a), wodurch die Kurve in die punktierte Lage übergeht; für den Rahmenniedergang erhalten wir G, das Eigengewicht, als positive Kraft, hingegen als negative Kraft den Schnittwiderstand ΣP (P ... Schnittwiderstand f. d. einzelne Säge[9]) mit 720 kg für 12 im Gatter eingehängte Sägen. Da diese Kräfte G und ΣP sich zum Teil aufheben, ergibt sich eine nur unbedeutende Abänderung der Kurve (Fig. 15b). Dank diesen Kräften erfahren die Massendrücke in den Totlagen der Kurbel plötzliche Größenänderungen, die entsprechend auch in der Form des Lagerdruckdiagrammes zutage treten,

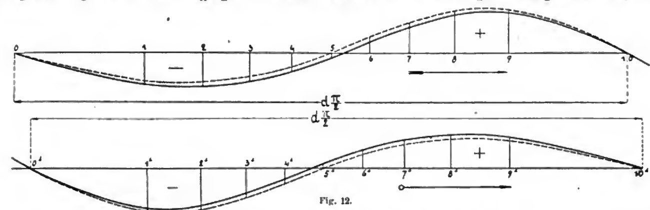


Fig. 12.

Fig. 13.

Fig. 14.

Fig. 15a.

Fig. 15b

wie solches uns deutlich die Fig. 16 zeigt.[10]) Dieses zieht natürlich auch eine Aenderung der Lagerdrücke nach sich, die nun in den Grenzen von 4600 kg (zwischen Stellung *0* und *1*) bis 1700 kg (Stellung *3'*) schwanken.

Für das mit doppeltem Hub ausgestattete Gatter ergibt sich in gleicher Weise das Lagerdruckdiagramm von der Form (Fig. 17) mit den Belastungen von 3850 kg (Stellung *1*) bis 650 kg (zwischen Stellung *1* und *3'*).

Fig. 16.

Aus vorstehendem ergibt sich, daß eine Vergrößerung der Schnittgeschwindigkeit der Sägegatter zwecks Steigerung der Leistungsfähigkeit sehr wohl möglich erscheint, sofern eben zu dem Bau langhubiger Maschinen übergegangen wird, da hierbei nur durch Anwendung des einfachen und billigen Mittels zum Ausgleich des Massendrucks — des Gegengewichtes — sich Ergebnisse erzielen lassen, die denjenigen der neuesten Schnellgatter mit Spannwerken nicht nur nicht nachstehen, sondern dieselben bedeutend übertreffen. Die Kosten der Herstellung eines langhubigen Gatters werden jedoch kaum die Kosten eines Spannwerksgatters gleicher Größe erreichen, so daß erstere auch in dieser Beziehung überlegen sind.

Fig. 17.

Um den Bau wirklich rationeller Gatter zu fördern, sollen die Vertreter des Gatterbaues sich bemühen, die Käufer über die im Gatter wirkenden Kräfte aufzuklären, so daß in Zukunft der Konstrukteur nicht durch die Forderung möglichst billiger Maschinen veranlaßt wird, von dem als richtig erkannten Wege abzuweichen.

Gelingt es, den Gatterbau in solche Bahnen zu lenken, dann wird die Leistungsfähigkeit der Gatter bedeutend gesteigert werden können und das Gatter noch lange seinen Platz als wichtigste Blocksägemaschine behaupten.

[9]) Vergl. *H. Fischer.* Die Holzbearbeitungsmaschinen, S. 40 und 41. Berechnung des Schnittwiderstandes. Der Einfachheit halber sei angenommen, daß der Schnittwiderstand während des Schnittes einen unveränderlichen Wert behält.

[10]) Der Kürze halber sind die abgeänderten Radial- und Tangentialkraftdiagramme hier nicht weiter angeführt.

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907 (s. d. Bd. S. 278).

Von k. k. landw. techn. Konsulent **A. Stift** (Wien).

(Fortsetzung von S. 638 d. Bd.)

Eine *Maschine zur Verwertung von Rübenschwänzen und Rübenabfällen* hat die *Rheinische Maschinenfabrik Büttner* konstruiert, von der *Tym*[22]) eine Beschreibung gibt. Fig. 8 zeigt die Außenansicht der Maschine, welche aus

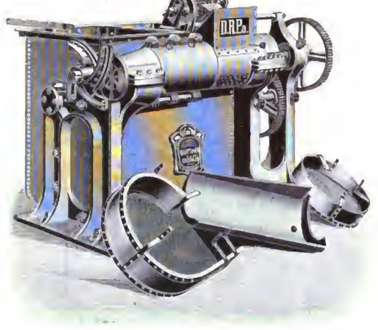


Fig. 8.

einer Wäsche mit Stein- und Sandfänger, einem Elevator, einem Transporteur (zugleich Presse und Schneidemaschine) besteht. Fig. 9 gibt die Seitenansicht des Apparates wieder, rechts mit der Waschmaschine, in der Mitte der Schöpfelevator, links der Preßtransporteur und das Schneiderad. In Fig. 10 ist die Ansicht von oben gegeben. Die Rübenschwänze und Rübenabfälle werden mittels eines Transporteurs in eine Wäsche von 1200 mm Länge und 1000 mm Breite direkt befördert und hier beim Einfall von Sand, Erde und Steinen befreit. Die Waschmaschine ist durch ein halb zylindrisches Sieb in einen oberen und unteren Raum geteilt. In dem oberen Raume bewegen sich 12 an einer wagerechten Achse angebrachte Rübenarme, welche die Rübenschwänze in stets frisch zufließendem Wasser waschen. In dem unteren Raume befindet sich ein aus Blech hergestellter Sand-, Stein- und zugleich Schlammfänger. Zum Ablassen der am Boden der oberen Abteilung angesammelten Gegenstände in den unteren Raum dient eine längliche Klappe aus gelochtem Blech, welche um eine wagerechte Achse drehbar, mit einem Gegengewicht ausbalanziert ist und zeitweise von Hand aus geöffnet wird. Fig. 11 zeigt den Durchschnitt der Waschmaschine, des Schlammfängers und der Ausflußklappe. Aus dem Schlammfänger wird der Schlamm, Sand und die Steine durch zwei runde Oeffnungen in den Kanal abgelassen. Die in der Wäsche schwimmenden Rübenschwänze und Rübenabfälle werden durch einen Becherelevator, dessen Becher aus perforiertem Blech hergestellt sind und in das Wasser tauchen, gehoben und zu einer wagerechten Schnecke befördert. Die Schnecke ist mit einem geschlossenen Blechmantel versehen, der ebenfalls auf seinem unteren Teil gelocht ist, um das Wasser ableiten zu können. Sie hat 300 mm im Durchmesser und 920 mm Länge; sie transportiert und preßt zugleich, zu welchem Zwecke sie mit vier schmiedeeisernen Hemmeisen versehen ist, die das Drehen des Preßmaterials verhindern. Fig. 12 zeigt den Durchschnitt des Preßtransporteurs. Die zusammengepreßten Rübenabfälle treten durch eine elliptische Oeffnung aus der Schnecke heraus. Knapp vor der Oeffnung bewegt sich rasch ein Schneiderad, welches mit vier Stück stählernen, segmentartigen Messern versehen ist, welch letztere die zusammengepreßten Rübenabfälle auf Rübenschnitzel schneiden. Die auf diese Weise gewonnenen, durchaus nicht breiartigen Schnitzel enthalten 9—10 v. H. Zucker und können entweder unmittelbar in den Trockenstuben zu anderen Schnitzeln beigemengt und als getrocknete Schnitzel als wertvolles Futter verwendet oder aber in den Betrieb ein-

Fig. 9.

[22]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen 1907, 31. Jahrgang, S. 252.

geführt und mit den gewöhnlichen Rübenschnitzeln verarbeitet werden. Die Maschine kann in einer Stunde

Fig. 11.

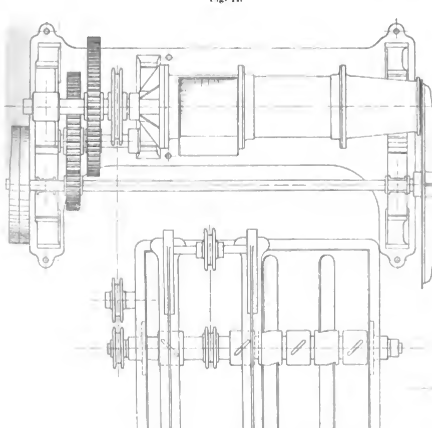


Fig. 10.

Rübenabfälle, die ungefähr von 1000 Meterzentner Rüben stammen, verarbeiten, wobei zur Bedienung ein Arbeiter genügt. Zur Aufstellung benötigt man eine Fläche von 5 qm. Der Antrieb geschieht durch ein doppeltes Zahnradvorgelege mit Riemen und der Kraftaufwand beträgt etwa 3 PS. Nach der Berechnung von *Tym* werden bei einer Verarbeitung von 400000 Meterzentner Rüben die Kosten der Maschine, die etwa 4200 Kronen betragen, bereits nach der ersten Kampagne gedeckt.

Einen *Apparat zum Auffangen der mit dem Diffusions- und Schnitzelpreßwasser abgehenden Schnitzel* (einen sogen. Schnitzelfänger), der ohne jede Bedienung und mit wenig Kraftverbrauch arbeitet, hat *L. v. May* konstruiert. Namentlich für Fabriken, die an kleinen Wasserläufen liegen und Schwierigkeiten wegen Reinhaltung der Abwässer haben, soll der neue Apparat große Vorteile bieten. Er besteht (Fig. 13 und 14) nach der Beschreibung von *Främbs* und *Freudenberg*[23]) im wesentlichen aus einem Sieb, das in den Abwasserkanal eingebaut wird, aus einer darüber befindlichen rotierenden Bürste und einer Transportschnecke. Da die in der Seitenansicht ersichtliche Schütze während des Betriebes hochgezogen ist, muß das Abwasser, welches die Fabrik verläßt, durch das Sieb gehen, welches die mitgerissenen Schnitzel zurückhält. Die Bürste, welche das Sieb stetig rein zu halten hat, besteht aus besten Piassawafasern und ist so gebaut, daß sie die zurückgehaltenen Bestandteile jeder Zeit nach der am Ende des Siebes angebrachten Schnecke befördert, welche diese Bestandteile seitlich des Kanals hinausschafft und einem dortselbst anzubringenden Elevator oder desgl. übergibt. Die Schnecke preßt aber gleichzeitig auf dem Transport die Schnitzel ab. Zu diesem Zwecke ist der Mantel derselben aus gelochtem Blech hergestellt und am Auswurfende ein verstellbares Verschlußstück angeordnet, mit dem der Trockengehalt der abgepreßten Schnitzel in gewissen Genzen reguliert werden kann. Der Elevator oder Schnitzelaufzug bringt die abgepreßten Schnitzel entweder auf den Schnitzelboden, oder je nach der Lage der örtlichen Verhältnisse, nach einem anderen Orte, wo sie abgefahren oder aufbewahrt werden können. Soll der Schnitzelfänger während des Betriebes außer Tätigkeit gesetzt werden, so wird die Schütze herunter gelassen und gleich-

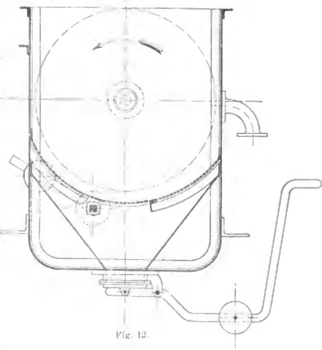


Fig. 12.

[23]) Zentralblatt f. d. Zuckerindustrie 1907, 15 Jahrg., S. 677.

zeitig der dahinter liegende Verschlußdeckel des Kanales geöffnet. Das Wasser fließt dann unter dem Siebe und unter der Schnecke hinweg und der Betrieb der übrigen Fabrik kann ungehindert seinen Fortgang nehmen. In gleicher Weise kann der Apparat, der bereits in einer Reihe von Fabriken befriedigend arbeitet, auch in den Ab-

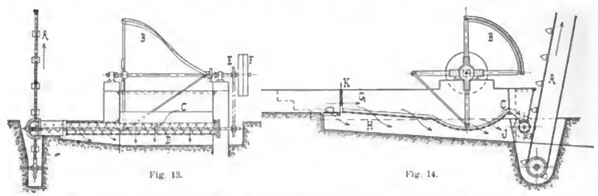


Fig. 13. Fig. 14.

A Schnitteaufzug, B rotierende Abstreifbürste für die Schnitte, C Schnitte, D Wasser, E Kettenrad, F Riemenscheiben, G Wasser mit Schnitten, H Leerlauf, J Wasser in den Abwasserkanal, K Schütze.

wasserkanal der Wäsche- und des Hubrades eingebaut und zum Abfangen der Rübenschwänze verwendet werden, wobei dann die Abpressung in der Schnecke naturgemäß unterbleiben wird.

Im Betriebe stellt sich recht häufig die Notwendigkeit heraus, die ausgelaugten Schnitzel einer verschieden hohen Abpressung zu unterwerfen, welcher Forderung die bisherigen Pressen, trotzdem sie mit einer Reguliervorrichtung versehen sind, nicht so vollkommen genügen, als es wünschenswert erscheint. Im weiteren Verlaufe der Frage hat sich nun das Ziel herausgebildet, bei einer gewünschten

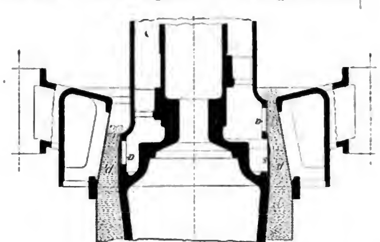


Fig. 15.

Leistungsfähigkeit der Pressen zeitweilig ausgepreßte Schnitzel von einem veränderlichen Prozentsatz der Trockensubstanz zu erreichen, und die Pressen bei einer nicht gleichmäßigen Diffusionsarbeit auch regulieren zu können. Zur Erreichung dieser Anforderungen hat nun *Bock* die *Schnitzelpresse der Bromberger Maschinenbauanstalt mit einer neuen patentierten Stellvorrichtung* versehen, mittels welcher eine leichte und verläßliche Regelung der Preßwirkung erzielt wird. Nach der Mitteilung von *Tym*[24]) ist auf dem Unterteil der Preßspindel (Fig. 15) ein schmiedeeiserner, von innen und außen gedrehter, geschweißter Ring *s* angebracht. Der Eisenring *a* des zylindrischen Verschlusses, welcher an der Preßspindel zentrisch geführt ist, umfaßt nicht wie bei der älteren Konstruktion den unteren zylindrischen Teil der Preßspindel von außen, sondern im Gegenteil, der Eisenring *s* umfaßt selbst den zylindrischen Verschluß *a*. Der zylindrischen Stellvorrichtung gegenüber ist ein konisches Sieb angebracht, dessen untere Kante bedeutend tiefer liegt als die untere Kante des Stellringes, wenn dieser in seiner obersten Lage sich befindet. Der untere Teil des Ringes *s* ist in der Richtung des liegenden Siebes abgeschrägt und seine Kante abgerundet. Den zylindrischen Verschluß *a* kann man in der senkrechten Richtung einstellen, was auf einer Schraubenfläche mittels eines Handhebels geschieht, wobei

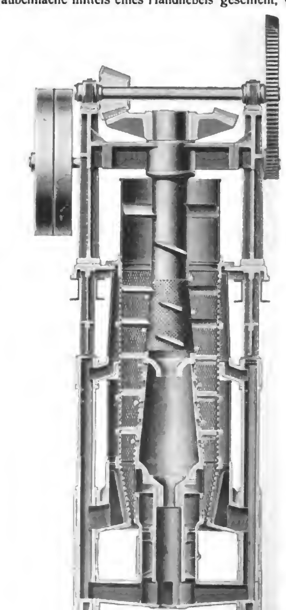


Fig. 16.

die gewünschte Lage durch eine Stellschraube festgehalten wird. Der untere zylindrische Preßspindelteil ist somit

[24]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen 1907, 31 Jahrg., S. 247.

derart ausgebildet, daß der Preßraum entweder länger oder kürzer gemacht werden kann und eine derartige Form erhält, daß die Schnitzel bei der Pressung ihre Richtung nicht ändern. Ist der zylindrische Verschluß in seiner höchsten Lage, dann ist der Weg der Schnitzel durch den Preßraum *p* der kürzeste, die Abpressungszeit kurz und daher die Abpressung der Schnitzel eine geringere. Stellt man jedoch die Stellvorrichtung in ihre tiefste Lage, so verlängert sich der Pressungsraum um ihre ganze konstruktive Höhe, der Querschnitt der Austrittsöffnung liegt tiefer und ist kleiner, die Abpressungszeit dauert länger und die Abpressung ist eine höhere. Die Gesamtanordnung einer solchen Schnitzelpresse im Durchschnitt zeigt Fig. 16. Durch diese verbesserte Konstruktion ist eine etwaige Stauung der Schnitzel in der unteren Austrittsöffnung ganz ausgeschlossen; dabei bleibt jedoch die Leistungsfähigkeit der Schnitzelpresse oder die Menge der ausgepreßten Schnitzel fast dieselbe, wenn die Stellvorrichtung in ihrer höchsten oder in ihrer tiefsten Lage sich befindet, wobei der Prozentsatz der Trockensubstanz innerhalb der Grenzen von 10—16 v. H., je nach Bedarf, geändert werden kann. Was die Leistungsfähigkeit anbetrifft, so verarbeitet in 24 Stunden eine Presse mit einem nicht zu steilen Preßkonus bei 16 v. H. Trockensubstanz der ausgepreßten Schnitzel eine Menge derselben, die aus 1500 Meterzentner Rüben resultiert, vorausgesetzt eine entsprechende Diffusionsarbeit bei einer Temperatur von 85° C. Bei Schnitzeln guter Qualität kann man sogar 17—18 v. H. Trockensubstanz in den abgepreßten Schnitzeln erzielen, wie sich in den Zuckerfabriken Culmsee und Wischau ergeben hat.

(Fortsetzung folgt.)

Kleinere Mitteilungen.

Mittel zur Erhöhung der motorischen Leistungsfähigkeit von Torpedos.

Auf S. 535 u. f. des Jahrg 1906 d. Zeitschrift sind vom Unterzeichneten die Vorteile der Verwendung überhitzter Druckluft zur Erhöhung der motorischen Leistungsfähigkeit von Torpedos dargelegt und eine hierzu geeignete Vorrichtung beschrieben worden.

Damals hat der Verfasser festgestellt, daß sich bei der Erhitzung der Druckluft um etwa 200° C von 17° auf 217° und Ausnutzung der Expansion bis auf — 3° C *theoretisch* eine Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Druckluft von 200 v. H. ergebe.

Auf S. 210 bezw. 716 d. Jahrg. 1907. der „Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens" Pola, ist nun über gelungene Versuche mit der Anwendung überhitzter Druckluft, welche die bekannte Firma *Whitehead & Co.* in Fiume angestellt hat, berichtet, und es dürfte von Interesse sein, die Daten hier anzuführen.

Der verwendete Torpedo, ein normaler 45 cm Torpedo, hatte früher bei „kalten" Lanzierungen bei Ausnutzung seiner ganzen Kraft auf 2000 m eine Geschwindigkeit von 25,63 Knoten erreicht, nach Ausrüstung mit den Apparaten für Ueberhitzung der Druckluft durchlief der Torpedo eine Strecke von 2000 m mit einer Geschwindigkeit von 35 Knoten, 3000 m mit einer Geschwindigkeit von 30 Knoten.

Es war also eine Vermehrung des Arbeitsvermögens um mehr als 400 v. H. zu konstatieren. Ein und dieselbe Torpedogröße kann mithin bei gleichbleibender Luftmenge auf die *doppelte Distanz* mit *erhöhter Geschwindigkeit* lanziert werden. Außerdem hat man noch den großen Vorteil, daß schwerwiegende Nachteile, wie zu große Abkühlung, besonders in kalten Gewässern, vermieden werden.

Solch große Geschwindigkeiten sind auf die angeführte Entfernung überhaupt noch nicht erreicht worden, und es ist zu erwarten, daß Torpedos, die speziell für überhitzte Luft gebaut sind, noch bessere Resultate erzielen werden.

Die Firmen *Whitehead* und *Armstrong* haben in den letzten Jahren Patente auf geeignete Ueberhitzungsapparate erworben, doch sei darauf hingewiesen, daß der Verfasser schon im Herbste 1904 auf die Zweckmäßigkeit der Ueberhitzung hingewiesen und die hierzu geeigneten Einrichtungen angegeben hat.

Alexander Simon, Dipl.-Ing.

Zeitschriftenschau.

Dampfturbinen.

Dampfturbinen und Turbodynamos in betriebstechnischer Hinsicht. (*F. Niethammer.*) 1. Turbinen: Die Trommel als Schaufelträger hat viele Vorzüge vor den Scheibenrädern; sie stellt einen sehr steifen und einfachen Rotor dar mit geringeren Dampfreibungsverlusten als bei Scheibenrädern; bei letzteren muß die Abdichtung der einzelnen Druckräume gegeneinander durch zwischengebaute, bis zur Welle reichende Wände erfolgen. Das Einfräsen der Laufradkanäle in die vollen Scheiben hat man wegen seiner Kostspieligkeit und wegen des schwierigen Schaufelersatzes fast allgemein wieder verlassen. Bei der *Rateau*-Turbine werden die Schaufeln auf den umgebördelten Kranz der Radscheibe aufgenietet; die *General-Elektric Co. N. Y.* gießt die Laufradschaufeln der *Curtis*-Turbine in zwei Stahlgußringe, die mit dem Radkranz befestigt sind, ein. Die Elektraturbine mit radialer Beaufschlagung hat achsial überstehende Schaufeln, die durch einen Hauptschrumpfring auf den Kranz gepreßt werden; das durch die Fliehkraft des überstehenden Schaufelstückes hervorgerufene Moment wird durch einen weiteren kleineren Schrumpfring am Ende der Schaufeln aufgenommen. Bei der *Zölly*-Turbine werden neuerdings die Schaufeln mit einem passenden Ansatz in die ⊥-förmige Nut des Kranzes durch eine Reihe seitlicher Oeffnungen eingeführt und aneinandergereiht; die Oeffnungen werden darauf durch runde Stücke abgeschlossen. Die *A. E. G.* schiebt die Schaufeln durch *eine* seitliche Oeffnung mit geeignetem Schlußstück in eine schwalbenschwanzförmige Rille des sehr starken Radkranzes. Am einfachsten und betriebsichersten erscheint die Schaufelbefestigung der *Parsons*-Turbine: Gehäuse und Trommel erhalten schwach schwalbenschwanzförmig ausgedrehte Rillen, in welche die Schaufeln mit den Distanzstücken von oben eingelegt und verstemmt werden; gegen das Herausfliegen sind sie außerdem noch durch einen Drahtring, der durch Löcher an den Schaufelenden gezogen ist, gesichert. Bei Dampfgeschwindigkeiten über 450 m tritt leicht Anfressen der Schaufeln ein; die *Parsons*-Turbine hat im Maximum nur 150 m Dampfgeschwindigkeit. Bei Verwendung dünner Schaufeln wie bei *Parsons* und *Rateau* sind Materialfehler am ehesten ausgeschlossen. Gegen das Streifen der Schaufeln am Gehäuse schärft *Brown, Boveri & Co.* die Schaufeln am freien Ende zu, so daß sie sich leicht abschleifen und nicht abbrechen können.

Eine genaue Berücksichtigung verlangt die Wärmeausdehnung von rotierendem und festem Teil der Turbine. Tur-

binen mit großer Längenausdehnung sollten während des 5 bis 15 Minuten dauernden Vorwärmens in Auspuffschaltung mit geringer Tourenzahl laufen; dann erst soll zur vollen Tourenzahl und auf Kondensationsbetrieb übergegangen werden. Vielfach werden die Wärmedehnungen schon bei der Herstellung berücksichtigt, dadurch daß die genauen Ausbohrungen im warmen Zustand vorgenommen und die Räder warm eingesetzt werden. Der Spalt zwischen Leit- und Laufradschaufein ist meist nicht viel kleiner als 3 mm; der radial gemessene Spalt zwischen Gehäuse und Laufrad ist mindestens 1 mm bei *Parsons*-Turbinen; im Niederdruckteil steigt er bis 3 mm. Gleichdruckturbinen haben radiale Spaltweiten, die zwischen $2^1/_2$ und 5 mm schwanken.

Die Stufenzahl ist bei Ueberdruckturbinen am größten; für 1500 Umdreh. verwendet *Zölly* etwa 14, *Rateau* 25 und *Parsons* 78 Stufen. Die *A. E. G.* baut die Turbinen bis 20 KW mit einem Rad und drei Schaufelkränzen, dann mit zwei Rädern und je zwei Kränzen. Günstig für die Ueberdruckturbine ist die volle Beaufschlagung wegen des Fortfalles des Ventilationsverlustes. Das Turbinengehäuse wird zweckmäßig wagerecht geteilt, weil dabei das Turbineninnere am leichtesten zugänglich ist.

Als Dichtungen für die Welle kommen reibungslose *Labyrinth*-Dichtungen vor, deren Kammern durch Dampf angefüllt werden; auch wird die Fliehkraftwirkung von eingeführtem Wasser zur Abdichtung benutzt. *Zölly* verwendet eine der *Schwabe*-Packung ähnliche Dichtung, die aber eine Schmierung verlangt. *Curtis* benutzt als Material für die Dichtungsringe Kohle und spritzt zwischen die Ringe Wasser ein.

Der Achsialschub der Welle wird bei allen Turbinen unter möglichster Entlastung durch ein Spurlager aufgenommen, das gleichzeitig die genaue Einstellung der rotierenden gegen die festen Teile gestattet.

Die Lager mit Preßölschmierung und gekühltem Oel haben sich gut bewährt; die Weißmetallschalen größerer Turbinenlager sollten in Kugelflächen gelagert, die Lager selbst getrennt vom Turbinengehäuse montiert sein. Die Kupplung von Turbinen- und Dynamowelle muß eine gewisse achsiale und radiale Beweglichkeit haben.

Die Regulierung aller Turbinen erfolgt heute durch Drosselung des Frischdampfes. Als Regulierorgan dient fast ausschließlich ein entlastetes Doppelsitzventil; vorteilhaft ist die Zwischenschaltung eines Preßölservomotors; nur vereinzelt finden sich für kleinere Typen direkt auf der Turbinenwelle sitzende Achsregulatoren. Ein Pendeln des Regulators, Steckenbleiben und Undichtwerden des Steuerventils kann für den Betrieb parallel geschalteter Turbogeneratoren gefährlich werden. Die meisten Turbinen besitzen noch einen Sicherheitsregler gegen eine zufällige Tourenüberschreitung um 10 bis 20 v. H.

Von den Einrichtungen zur Erzeugung der Luftleere gewährt der Einspritzkondensator mit Naßluftpumpe wegen des geringen Platz- und Kühlwasserbedarfs Vorteile; es liegt jedoch die Gefahr vor, daß Wasser in die Turbine kommt, was nur durch umständliche Vorkehrungen ausgeschlossen werden kann; auch läßt sich kein sehr hohes Vakuum erzielen. Ist reichliches und kaltes Kühlwasser vorhanden, so empfiehlt sich Oberflächenkondensation, deren Kondensat direkt in den Kessel gepumpt werden kann. Bei Wasserknappheit ist Gegenstrommischkondensation am Platze. Strahlkondensatoren brauchen viel Wasser und geben kein sehr hohes Vakuum. Die Einführung von rotierenden, direkt mit der Turbine gekuppelter Kondensatoren macht immer mehr Fortschritte. Der Kraftbedarf der Kondensation ist bei Großturbinen 3—1,5 v. H., unter 500 PS 3—8 v. H. der Volleistung. Abdampfturbinen steigern namentlich im Hüttenbetrieb die Oekonomie einer Dampfkraftanlage beträchtlich.

2. *Turbodynamos.* Für Drehstrom haben sich fast allgemein Innenpolmaschinen eingebürgert und bewährt. Die Befestigung der Stirnverbindungen der Erregerwicklung erfolgt entweder durch geschlossene Stahl- oder Bronzebüchsen oder durch Drahtbandagen. Explosionen solcher Ring- und Drahtbandagen sind wiederholt vorgekommen. Unter der Wirkung der hohen Fliehkräfte verschiebt sich die Wicklung; das führt zu Körperschlüssen und starken Vibrationen. Der Ventilation der stromführenden Teile muß besondere Sorgfalt zugewendet werden. Sie geschieht entweder durch besonders angetriebene oder direkt auf den Rotor aufgesetzte Ventilatoren. Die erforderliche Luftpressung sollte 150 mm Wassersäule nicht überschreiten, sonst wird das Lageröl in die Dynamos gesogen.

Mit der Spannung geht man bei größeren Leistungen bis zu 10000 Volt; die Tourenzahl ist an die Periodenzahl geknüpft und beträgt bei zweipoligen Maschinen mit 50 Wechsel 3000 i. d. Minute bis zu 600 KW, 1500 bis zu 4000 KW, 1000 bis 6000 KW und darüber 750 Umdreh. (*Brown, Boveri & Co.*) Der Wirkungsgrad von Drehstromgeneratoren liegt zwischen 91 und 95 v. H. bei $\cos \varphi = 0{,}8$. Legiertes Blech verringert die Eisenverluste. Bei dem hohen Gleichförmigkeitsgrad der Turbinen geht das Parallelschalten anstandslos vor sich.

Gleichstromgeneratoren sind bis zu 1500 KW Einzelleistung gebaut worden; die elektrische und mechanische Ausführung verlangt die größte Sorgfalt; Wendepole oder Kompensationswicklung sind unerläßlich. Der Kollektor ist reichlich zu bemessen und zu ventilieren, die Umfangsgeschwindigkeit sollte 30 m/Sek. nicht überschreiten. Kohlebürsten sind mit Erfolg verwendet worden, doch verlangen sie eine solche Konstruktion der Bürstenhalter, daß sie bei der hohen Kollektorgeschwindigkeit nicht abhüpfen. Die Ventilation ist ähnlich wie bei Drehstromgeneratoren einzurichten; es ist darauf zu achten, daß kein Kupfer- und Kohlestaub in die Maschine kommt. Empfehlenswert ist die Anordnung einer besonderen Erregermaschine.

Heute werden etwa 6 Mill. PS_e durch Turbinen erzeugt, davon etwa $3^1/_2$ Mill. KW mit Turbodynamos. Die Anlagekosten eines Turbogenerators von 500 KW aufwärts sind nicht viel verschieden von den Kosten einer Anlage mit Kolbenmaschinen; Unterhaltungs- und Bedienungskosten werden aber erheblich geringer. Mit großen Einheiten kann ein Dampfverbrauch von 6 kg f. d. KW/Std. erzielt werden; der Oelverbrauch ist sehr gering.

Die Lieferzeit kann bei Dampfturbinen kürzer sein als bei Kolbenmaschinen, doch werden die Lieferzeiten infolge der auftretenden Schwierigkeiten beim Bau heute noch vielfach überschritten. Die Montage erfolgt in kürzester Zeit; z. B. wurde ein 300 PS *Parsons*-Turbogenerator vier Tage nach der Ankunft am Bahnhof in Betrieb genommen. (Zeitschr. f. Elektrotechnik u. Maschinenbau, 1907, Heft 29 u. 30.) *M.*

Eisenbeton.

Eisenbetonstraßenbrücken. (*Wiig.*) Ueber die Kleinbahn von Berlin - Südringbahnhof Hermannstraße nach Mittenwalde sind zur Vermeidung von Planübergängen drei Eisenbeton-Straßenbrücken von 11,92 m, 10,02 m und 9,19 m Lichtweite angelegt, die als typische Beispiele solcher kleiner Brücken gelten können.

Die größte derselben hat zwischen den Geländern eine Breite von 14 m, eine Fahrbahnbreite von 9 m und eine Konstruktionshöhe von 1,35 m. Die Fahrbahn ist 24 cm hoch. Die tragende Plattenbalkenkonstruktion ist daher in der Mitte 1,10 m hoch. Infolge des Gefälles 1 : 100 ermässigt sich diese Höhe am Auflager auf 1,03 m.

Die Tragkonstruktion der Fahrbahn besteht aus acht Plattenbalken. Die Balken sind 1,0 m von einander entfernt und 40 cm breit. Die über die Balken weglaufende Platte ist 20 cm stark. Der Uebergang der Platte in die Balken ist durch 15 cm hohe Konsolen verstärkt.

In den Balken liegen auf der Zugseite 11 Rundeisen von 33 mm Durchm., von denen am Auflager zur Entlastung der Betonschubspannungen drei Stück aufgebogen sind. Die Platte hat auf 1 m Breite 12 Rundeisen von 7 mm Durchm. erhalten.

Der Fußweg ist durch zwei entsprechend schwächere Balken und eine Platte von 12 cm Stärke unterstützt.

Der statischen Berechnung wurde eine Belastung durch eine Straßenwalze von 23 t Gewicht und eine Verkehrslast von 500 $^{km}/_{qm}$ zugrunde gelegt. Das Eigengewicht beträgt 1950 $^{kg}/_{qm}$. Das größte Biegungsmoment aus dem Eigengewicht und der Verkehrsbelastung beträgt rd. 60,9 mt. Die hierdurch entstehenden Beanspruchungen sind im Beton auf Druck 39,8 $^{kg}/_{qcm}$ und im Eisen auf Zug 675 $^{kg}/_{qcm}$. Bei dem größten Auflagerdruck von rd. 15,0 t entsteht eine Schubspannung im Beton von 5,3 $^{kg}/_{qcm}$, so daß das Aufbiegen der drei Eiseneinlagen erforderlich wurde, und eine Haftspannung an den geraden Eiseneinlagen von 3,4 $^{kg}/_{qcm}$.

Das Material bestand aus einer Betonmischung 1 : 3 mit 6 v. H. Wasserzusatz. Die Druckfestigkeit desselben betrug im Mittel aus drei Versuchen nach 28 Tagen 220 $^{kg}/_{qcm}$, die Zugfestigkeit im Mittel aus zehn Versuchen 35,7 $^{kg}/_{qcm}$.

Das Auflager der Balken hat eine Länge von 1,0 m. Die Eisenbetonkonstruktion ist vollständig unabhängig vom Widerlagmauerwerk ausgeführt, so daß keine Einspannungsmomente auftreten.

Das Mauerwerk ist in einer Betonmischung 1 : 7 hergestellt, mit einer oberen Breite von 1,0 m, einer Fundamentbreite von 3,0 m und einer Höhe von 6,9 m.

Die obere Fläche der Eisenbetonkonstruktion wurde mit einer doppelten Lage Elastique - Pappe abgedeckt als Unterlage der Fahrbahnkonstruktion. Diese besteht aus einer 15 cm hohen Magerbetonschicht (1 : 6) und einem 10 cm hohen Granitkleinpflaster. Der in gleicher Weise hergestellte Fußweg ist von dem Fahrweg durch eine Granitschwelle getrennt.

Die seitlichen Ansichtsflächen der Brücken wurden mit einem Zementputz 1 : 2 versehen, während die untere Ansicht der Plattenbalken nach der Probebelastung mit Zementmilch zweimal abgeschlemmt wurde. Die Kosten der eigentlichen Plattenbalken mit Pappabdeckung, Gesims und Schlemmen betragen rd. 44 M. f. d. qm, so daß sich als Einheitspreis des Eisenbetons f. d. cbm rd. 63 M. ergibt. (Mitteilungen über Zement, Beton und Eisenbetonbau der Deutschen Bauzeitung 1907, S. 61—63.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Lokomotivbau.

2 × $^4/_4$ gekuppelte Lokomotive. Die *American Lokomotive Company* zu Schenectady hat für die *Erie Railroad Company* eine solche Güterzugslokomotive gebaut. Sie ist eine Vierzylinder - Verbundlokomotive, System *Mallet*, und die größte Lokomotive der Welt. Die stärksten Lokomotiven dieser Eisenbahngesellschaft sind 84 t schwer und können noch Züge mit 3400 t Gewicht befördern. Auf Steigungen von 2 $^0/_{00}$ müssen aber noch zwei bis drei Hilfsmaschinen verwendet werden, oder der Zug muß in mehreren Teilen gefahren werden. Um die hierdurch entstehenden Unkosten und Zeitverluste zu vermeiden, wurden so starke Hilfslokomotiven gebaut, daß eine allein diesen Schiebedienst versehen kann.

Folgende Tabelle gibt die Hauptabmessungen der drei neuesten Lokomotiven an:

Besteller	*Baltimore and Ohio*	*Great Northern*	*Erie*
Erbauer	*American Locomotive Co.*	*Baldwin*	*American Locomotive Co.*
Gesamtgewicht . . . t	152	161	186
Reibungsgewicht . . t	152	144	186
Zylinder-Durchm. . mm	508 und 840	550 u. 815	635 und 990
Hub . . . . „	815	815	710
Rad-Durchm. . . . . „	1430	1400	1300
Zugkraft . . . . kg	32 400	32 500	44 500
Dampfdruck . . . . . „	16,5	14	15
Gesamter Radstand m	9,35	14,7	12
Gesamte Heizfläche qm	5200	5270	4950

Die Zugkraft von 44 500 kg äußert die Lokomotive mit Verbundwirkung. Durch ein Drosselventil kann aber auch in die Niederdruckzylinder Frischdampf mit ungefähr der halben Kesselspannung eingelassen werden, dann erhöht sich die Zugkraft auf 55 000 kg. Auf ebener Strecke konnte diese Lokomotive 250 Güterwagen mit einer Last von 10 000 t mit einer Geschwindigkeit von 13—16 km i. d. Stunde fortbewegen. Der Dampfkessel dieser Lokomotive besitzt 404 Rauchröhren von 6,7 m Länge und $2^1/_2$" Durchm. Die Feuerbüchse, Bauart *Wootton*, hat 32 qm, die Rostfläche 9,29 qm. Das Gesamtgewicht der Lokomotive mit Tender ist 260 t. Die Zylinder besitzen Kolbenschieber mit *Walschaert*-Steuerung; die Umsteuerung geschieht mittels eines Preßluftzylinders. (Scientific American 1907, Bd. 97, S. 119—121.) *W.*

Abts Zahnrad- und Reibungslokomotive. Für die Andenbahn, Strecke Mendozza—Santa-Rosa, hat *A. Borsig*, Berlin, neuere $^3/_6$ gekuppelte Vierzylinderlokomotiven für gemischten Zahnrad- und Reibradbetrieb mit 390 mm Durchm., 500 mm Hub für die Reibradzylinder und 390 mm Durchm. und 450 mm Hub für die Zahnradzylinder gebaut. Die Spurweite ist 1 m. Diese Lokomotiven werden auf Steigungen größer als 1 : 40 verwendet. Bei einem Dienstgewicht von 57 t müssen sie eine Zuglast von 110 t auf Steigungen von 1 : 12,5 mit einer Geschwindigkeit von 10, auf einer Steigung von 1 : 40 mit einer solchen von 30 $^{km}/_{Std.}$ befördern können.

Eine solche Lokomotive besitzt sechs gekuppelte Reibungsräder, eine Führungsachse und ein zweiachsiges hinteres Drehgestell. Die beiden außenliegenden Zylinder, welche mit *Joy*-Steuerung versehen sind, treiben die mittlere der drei Kuppelachsen. Der Zahnradtrieb ist nach System *Abt* konstruiert und wird von den innenliegenden Zylindern angetrieben. Diese besitzen ebenfalls *Joy*-Umsteuerung. Der Dampfkessel mit *Belpair*-Feuerkiste hat eine Neigung von 1 : 25 gegen die Wagerechte. Die Rostfläche beträgt 2,64, die Heizfläche 125 qm, der Dampfüberdruck 15 at, auf Strecken ohne Zahnradbetrieb aber nur 10 at. Um die niedere Spannung zu erzielen, hat der Dampfregulator für die außenliegenden Zylinder kleinere Oeffnungen, als der für die innenliegenden Dampfzylinder. Die Lokomotive besitzt *Westinghouse*-Bremse und Bandbremsen für das Zahnradgetriebe, außerdem sind noch Bremsvorrichtungen Bauart *Riggenbach* vorgesehen. Das Reibungsgewicht der Lokomotive ist 34 t, sie fast 3 t Kohle und 6,7 cbm Wasser. An der Lokomotive können leicht Schneeräumer angebracht werden. Bei großen Schneemengen wird aber ein Rotations-Schneepflug verwendet. (Engineering 1907, S. 643—645.) *W.*

Materialienkunde.

Die physikalischen Eigenschaften von verschiedenartig erzeugtem Flußeisen. (*Harbord.*) Verglichen sind basisches und saures Bessemer- (Birnen-) Eisen sowie basisches und saures *Siemens-Martin-* (offen Herd-) Eisen bei gleichen Kohlenstoffgehalten von 0,10—0,75 v. H. Die Proben sind aus besonders ausgewählten Blöcken von nahezu gleichen Abmessungen unter tunlichst den gleichen Umständen ausgewalzt, und zwar sind von den vier Sorten Eisen stets nur solche Blöcke verwendet, die bei demselben Kohlenstoffgehalt im übrigen möglichst die gleiche Zusammensetzung hatten. Die Festigkeitsversuche erstreckten sich auf Zugversuche, Brinell-Härteproben mit Kugeln von 10 mm Durchm. und Schlagversuche nach verschiedenen Verfahren an ungeglühten und 20 Minuten lang bei 620° C ausgeglühten Proben. Diese Glühhitze wurde gewählt, da sie unter dem Umwandlungspunkt des Kohlenstoffes liegt, dabei aber hinreicht, die Einflüsse zu beseitigen, die von Ungleichheiten in der Temperatur beim Fertigwalzen etwa herrühren. Ordnet man die vier Eisensorten bei gleichem Kohlenstoff nach fallender Festigkeit, so ergibt sich im allgemeinen nachstehende Reihenfolge: saures Bessemer Eisen, basisches Bessemer Eisen, saures Herdeisen, basisches Herdeisen. Zu derselben Reihenfolge führten die Härteproben, die an den Querschnitt-

flächen vorgenommen wurden, um von der eventl. vorhandenen, infolge verschiedener Walzhitzen ungleichmäßigen Oberflächenhärtung unabhängig zu sein.

Die Abweichungen von dieser Reihenfolge waren bei den geglühten Proben zahlreicher als bei den ungeglühten. Der Mangangehalt war bei dem Material mit geringem Kohlenstoffgehalt im allgemeinen geringer als bei dem höher gekohlten, ebenso beim Herdeisen geringer als beim Birneneisen. Die Ergebnisse der Schlagversuche werden nicht mitgeteilt, angeblich weil sie bei den verschiedenen Verfahren zu weit voneinander abweichen; Verfasser fürchtet, daß sie bei ihrer Bekanntgabe zu falschen Schlüssen bezügl. der Güte einzelner Stahlsorten zugunsten anderer führen könnten.

Um bei mehr als 39 kg/qmm zu den gleichen Festigkeiten zu gelangen, erfordert das Herdeisen etwa 0,1 v. H. höheren Kohlenstoffgehalt als das Birneneisen. (Engineering 1907, Bd. I, S. 791—793.) *e.*

Verbrennungsmotoren.

Großgasmaschinen. (*v. Handorff.*) Die Frage, ob im Großgasmaschinenbau dem Zweitakt oder dem Viertakt der Vorzug gebührt, ist noch immer unentschieden. In erster Linie kommt die Betriebssicherheit in Betracht, die, abgesehen von einer tadellosen Ausführung, vorwiegend durch das Ladeverfahren und die bauliche Gestaltung bedingt wird. Bei der *Körting*schen doppeltwirkenden Zweitaktmaschine üben Aenderungen in der Umlaufzahl und Druckschwankungen in den Ansaugeleitungen infolge des nahezu zwangläufigen Ladevorganges wenig Einfluß auf den Gang der Maschine. Bei der Viertaktmaschine müssen dagegen die Drosselvorrichtungen in den Zuleitkanälen für Gas und Luft bei veränderter Umlaufzahl und schwankendem Druck immer neu eingestellt werden, was unter Umständen große Geschicklichkeit des Maschinisten erfordert. Der genannte Unterschied kommt besonders bei Gebläsen, Pumpen und dergl. zur Geltung, nicht beim Antrieb von Dynamomaschinen.

Vergleicht man die bauliche Gestaltung, so stehen den beiden Ladepumpen der Zweitaktmaschine bei der Tandem-Viertaktmaschine gleicher Leistung ein zweiter Arbeitszylinder mit Kolben, vier Auslaßventile, zwei Einlaßventile und meistens noch vier besonders gesteuerte Gaseinström- bezw. Regelventile gegenüber. Die Ladepumpen sind betriebssicherer und fordern weniger Wartung wie die Auslaßventile. Auch der Zylinder der Zweitaktmaschine ist in konstruktiver Hinsicht demjenigen der doppeltwirkenden Viertaktmaschine überlegen. Gegenüber den genannten Vorteilen der Zweitaktmaschine steht als Nachteil u. a. die Ladearbeit, die etwa 10—12 v. H. der indizierten Bruttoleistung beträgt, wogegen die Saugarbeit bei Viertaktmaschinen nur etwa 4 v. H. ausmacht. Ein Nachteil, der sich nur bei elektrischen Betrieben geltend macht, besteht in der geringeren Umlaufzahl (80—85 bei 1000 PS) der Zweitaktmaschine gegen 107—110 einer Viertaktmaschine gleicher Leistung. Dieser Unterschied wird dadurch bedingt, daß bei letzterer für das Einsaugen eines Ladegemisches die Zeit einer Kurbeldrehung um 180°, bei der Zweitaktmaschine dagegen nur um höchstens 90° zur Verfügung steht, wobei auch noch Spülluft eintreten muß. Die mittlere Einströmgeschwindigkeit beträgt beim Viertakt denn auch etwa 30 m/Sek., beim Zweitakt 90 bis 95 m/Sek.

Die genannten Nachteile der Zweitaktmaschine sucht die Firma *Pokorny & Wittekind* einerseits durch Verlängerung der Ladezeit, anderseits dadurch zu beseitigen, daß Gas durch die Luft mittels Injektorwirkung angesaugt wird. Durch Verlängerung der Ladezeit wird die Ladearbeit vermindert. Man läßt nun einfach den Auspuff früher beginnen durch Verlängerung der Auslaßöffnungen, was zwar einen geringen Arbeitsverlust mit sich führt, der aber immerhin kleiner bleibt wie die durch den Ausschubhub bedingten Verluste der Viertaktmaschine.

Die zweite Abänderung besteht darin, daß man bei einer 200 PS Versuchsmaschine die Gaspumpe wegließ und vor dem Einlaßventil Düsen anordnete, welche das Gas ansaugen. Der mit dem Einlaßventil verbundene, die Gaszuströmung steuernde Schieber, hat Ueberdeckung, so daß zunächst nur reine Luft (Spülluft) in den Arbeitszylinder einströmt und erst nach gewisser Zeit das Gas angesaugt wird. Die Mischung ist vorzüglich. Das Generatorgas von rd. 1100 WE/cbm wurde der Maschine mit einem Drucke von 200 mm Wassersäule zugeführt. Die Ladearbeit betrug bei Vollbelastung und 124 Uml/Min. 7 v. H. der ind. Bruttoleistung. Die Maschine wurde später mit Hochofengas von 800 WE/cbm Heizwert betrieben, leistete dann aber nur 160 PS, weil eine ungenügende Gasmenge angesaugt wurde und die in der Gaszuleitung auftretenden starken Schwingungen auf den Ladevorgang einen störenden Einfluß ausübten. Man war dadurch genötigt, nachträglich doch eine Gaspumpe anzubauen, die das Gas nur auf etwa 0,1 at verdichtet und mehr dazu dient, regelmäßige Zufuhr zu bewirken. Sie besitzt weder Saug- noch Druckorgane, nur Schlitze in der Mitte des Zylinders. Da nun der Druck der Luft durch Vergrößerung der Düsen entsprechend ermäßigt werden konnte, ist die gesamte Ladearbeit trotz Hinzufügung der Gaspumpe nicht über 7 v. H. gestiegen. Die Regelung findet durch Aenderung der Gaspumpenfüllung mittels einer vom Regler betätigten Drosselklappe in der Saugleitung statt. *Pokorny & Wittekind* haben außer der beschriebenen Maschine für die *Concordiahütte* noch zwei Gas-Gebläsemaschinen für je 400 cbm i. d. Min. Saugleistung gleicher Bauart geliefert. Die Zylinderköpfe wurden dabei durch Zylinderdeckel, wie sie bei Viertaktmaschinen üblich sind, ersetzt. (Z. d. V. d. I. 1907, S. 1305 bis 1314.) *Kr.*

Wasserkraftanlagen.

Vorrichtung zum selbsttätigen Abstellen von Wasserturbinen. Die von der *Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg* und *Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.* in Augsburg an einer 100 pferdigen Anlage ausgeführte Einrichtung ist dazu bestimmt, bei solchen Turbinen, die ohne selbsttätige Regulierung arbeiten, beträchtliche Steigerungen der Umlaufzahl bei plötzlicher unbeabsichtigter Entlastung, z. B. beim Reißen eines Riemens oder beim Abschmelzen einer Sicherung zu verhindern. Eine Vorgelegewelle der Turbine treibt einen gewöhnlichen Fliehkraftregulator, dessen Muffe in ihrer höchsten Stellung ein mit Gewicht belastetes Sperrwerk auslöst, so daß der Schützen der Turbine geschlossen wird. Die Vorrichtung hat sich beim Herabfallen eines Riemens bereits bewährt. (Zeitschrift des Bayr. Revisions-Vereins 1907, S. 159—160.) *H.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Ermittelung der billigsten Betriebskraft für Fabriken. Unter Berücksichtigung der Heizungskosten sowie der Abdampfverwertung. Von *Karl Urbahn*, Ingenieur. Mit 23 Abb. und 26 Tabellen. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geh. M. 2,40.

Chemisch-technische Bibliothek. Band 307. *Das Messingwerk.* Von Dr. phil. *Georg Gurnick*, Ingenieur. Mit 14 Abb. Wien und Leipzig. A. Hartleben. Preis geh. M. 2,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
88. Jahrg., Bd. 322, Heft 42. Berlin, 19. Oktober 1907.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Der Einphasen-Wechselstrommotor.

Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen.

Von Dipl.-Ing. **A. Linker**.

(Fortsetzung von S. 645 d. Bd.)

Da diese Form für größere Motoren sich infolge der Neigung zur Funkenbildung weniger eignete, wandte sich die *Maschinenfabrik Ganz & Co.*, Budapest, mehr der Ausbildung der nach Art der Gleichstrommotoren gebauten Typen zu. Schickt man nämlich durch einen Gleichstrom-(Hauptschluß- oder Nebenschluß-) Motor, dessen Feld zur Vermeidung starker Wirbelströme aus unterteiltem Eisen besteht, einen Wechselstrom, so entsteht ein Drehmoment, durch welches der Anker in Umdrehung versetzt wird. Da nun die Bürsten in der neutralen Zone stehen, so wird gerade diejenige Spule, welche in dieser Zone liegt, kurzgeschlossen. Hierbei umschließt sie jedoch den maximalen Kraftfluß, wodurch analog der kurzgeschlossenen Sekundärwicklung eines Transformators starke Ströme induziert werden, die beim Ablaufen der Bürste schädliche Funken am Kommutator hervorrufen.

Diesen Uebelstand haben *Ganz & Co.* nach einem Patent von *O. T. Bláthy* (**24**, **25**) dadurch zu beseitigen versucht, daß sie zwischen je zwei Kommutatorsegmente einen toten Sektor einlegten, der so breit war, daß eine Bürste zwei wirksame Segmente zu gleicher Zeit nicht berühren konnte. Dadurch wurde jedoch bei Nebenschlußmaschinen der Strom in der Armatur, bei Hauptschlußmaschinen in Armatur und Feld für kurze Zeit unterbrochen. Zur Vermeidung dieser Erscheinung wurden dann die Zwischensegmente ebenfalls an besondere Wicklungen angeschlossen, wodurch man eine mehrfach geschlossene Wicklung erhielt. Fügt man n Sektoren in einer Zwischengruppe ein, so darf die Bürste höchstens n Segmente bedecken. Die Hilfswicklungen brauchten nur der Windungs- oder Drahtzahl nach mit der Hauptwicklung übereinzustimmen, dagegen konnte der Drahtquerschnitt ein anderer sein.

Für Hauptschlußmotoren würde diese Anordnung ein großes Drehmoment ergeben, jedoch ändert sich ihre Geschwindigkeit stark mit der Belastung, während Nebenschlußmaschinen beim Lauf infolge der großen Phasenverschiebung zwischen Ankerstrom und induzierter elektromotorischer Gegenkraft nur geringe Zugkraft besitzen. Daher wurde das Feld mit dem durch den Kommutator bei Synchronismus gleichgerichteten Wechselstrom erregt, wie Fig. 5 zeigt. Der Anker erhielt dann den Wechselstrom durch Schleifringe zugeführt, die mit diametralen bezw. um 180 elektr. Grad auseinander liegenden Lamellen verbunden waren.

Erwähnt sei ferner eine Konstruktion[7]) von *M. Leblanc* (**32**, **42**), deren Eigentümlichkeit darin besteht, daß dem mit einer gleichmäßig verteilten Wicklung versehenen und feststehenden Feld durch zwei synchron rotierende Bürsten vermittels eines an die Wicklung angeschlossenen Kommutators der in gleichgerichteten Strom umgeformte Wechselstrom zugeführt wird. Dem mit einer Wechselstromwicklung versehenen Anker wird der Strom durch

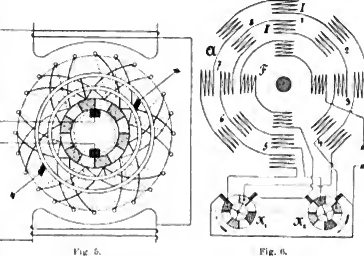


Fig. 5. Fig. 6.

Schleifringe zugeleitet. Da sich nun die Pole des Feldsystems synchron bewegen, so wird das Drehmoment von der Ankergeschwindigkeit unabhängig und nur eine Funktion der Stromstärken im Anker und Feld.

Zur Erreichung des synchronen Ganges führt *N. Tesla* (**43**, **48**) auch dem rotierenden Teil eines nach seinen später im II. Abschnitt behandelten Ideen konstruierten Asynchronmotors durch Schleifringe Wechselstrom zu. Entweder wird der Strom wie im Stator in zwei phasenverschobene Ströme zerlegt und durchfließt die beiden parallel zueinander liegenden Rotorwicklungen, oder eine Wicklung des Rotors wird mit dem gesamten Strom gespeist, während die andere in sich kurzgeschlossen ist, oder der Rotor wird nur beim Anlauf kurzgeschlossen (**44**) bezw. besitzt noch eine Kurzschlußwicklung. Dabei sind verschiedene Ausführungsformen angegeben, bei denen Stator und Rotor in Reihe oder parallel geschaltet sind.

Die Tourenzahl des Läufers ist gleich der doppelten synchronen, wenn die Schaltung so ausgeführt ist, daß das Rotorfeld entgegen dem Läufer mit synchroner Geschwindigkeit umläuft[8]). Denn eine Leistung kann nur

[7]) E. T. Z. Sept. 1889, S. 433 und 1890, S. 587. Comptes Rendus. 31. Juli 1889.

[8]) Vergl. E. T. Z., 7. März 1901, S. 211.

abgegeben werden, wenn beide Felder gleiche Geschwindigkeit haben: Neben dem Nachteil dieses Motors, daß er von selbst nicht anläuft, besitzt er im primären Teil körperliche Polansätze, wodurch die Bildung eines gleichförmigen Drehfeldes unmöglich wird. Ferner begünstigt diese Form die Streuung, wodurch die Ueberlastungsfähigkeit vermindert und der Leistungsfaktor erniedrigt wird.

Auch zum Anlauf eines mit Gleichstrom erregten Synchronmotors verwendet *N. Tesla* (**51**) das Prinzip der Kunstphase, indem er den Anker zweiachsig wickelt und die beiden Wicklungen mit Strömen verschiedener durch Ohmschen Widerstand und Selbstinduktion hervorgerufener Phase speist. Dabei ist die Magnetwicklung für den Anlauf kurzgeschlossen, um einerseits eine hohe durch Transformatorwirkung auftretende Spannung zu vermeiden und andererseits ein stärkeres Drehmoment zu erzielen. Erst nach Erreichung einer bestimmten Geschwindigkeit wird das Feld mit Gleichstrom erregt und durch Umlegen eines Umschalters der ungeteilte Wechselstrom den beiden hintereinander geschalteten Ankerwicklungen zugeführt, wodurch der Motor seinen normalen Betriebszustand erhält.

L. B. Atkinson (**52**) läßt durch einen kleinen, selbstangehenden Hilfssynchronmotor die Bürsten eines mit Gleichstrom erregten Synchronmotors antreiben, wodurch dieser dann leicht zum Anlauf gebracht wird.

Um einen Synchronmotor schneller in Gang zu setzen, hat *S. Z. de Ferranti* (**53**) nicht nur das mit Gleichstrom erregte Magnetfeld, sondern auch die als Scheibenanker ausgebildete Armatur[9]) frei drehbar ausgebildet, indem er sie in Rollenführung lagerte. Beim Anlauf wird der Anker von Hand aus in Rotation versetzt. Erst bei normaler Geschwindigkeit wird dann die Armatur durch eine Backenbremse festgeklemmt. Sobald jedoch der Motor überlastet wird, löst sich die Bremse selbsttätig, wobei der Anker durch Rückwärtsbewegung die relative Geschwindigkeit aufrecht erhält. Diese Vorrichtung bedeutet natürlich eine im Verhältnis zur Wirkungsweise unnötig große Komplikation der Maschine.

In Fig. 6 ist eine von den bisherigen abweichende Konstruktion von *A. Schlatter* (**60**) angegeben. Darin bedeutet F das vierpolige, feststehende Magnetfeld, A die rotierende Armatur. Diese besteht aus zwei Gruppen (*I* und *II*) von je acht Spulen, welche so geschaltet sind, daß immer zwei benachbarte Spulen einer Gruppe abwechselnd gleiche Polarität besitzen, dagegen die geradzahligen Spulen beider Gruppen verschiedene Polarität erzeugen. Die Enden der Wicklung *I* sind an einen Kommutator K_1, Wicklung *II* an K_2 angeschlossen. Die leeren Felder sind darin Isolationsstücke, die in gleicher Weise schraffierten Lamellen eines Kommutators sind miteinander leitend verbunden. Da die entsprechenden Lamellen des Kommutators K_2 gegen K_1 um eine Lamellenbreite in der Drehrichtung verschoben sind, so treten die beiden Wicklungen *I* und *II* jedesmal dann abwechselnd in Tätigkeit, wenn der Anker sich um einen Winkel von $\frac{360}{2p}$ Grad, in unserem Fall also um $^1/_8$ Umdrehung weiter bewegt hat. Dadurch entsteht eine kontinuierliche Drehung. Um ein starkes Funken des Kommutators zu vermeiden, werden die Bürsten so breit gemacht, daß der eine Stromkreis des Ankers erst dann geöffnet wird, nachdem der andere schon angeschlossen ist. Infolge der Unabhängigkeit des Drehmoments von der Stromrichtung ist dieser Motor auch für Gleichstrom verwendbar.

Um massive Pole anwenden zu können, die mit Strömen gleicher Richtung gespeist werden sollen, hat *F. J. Patten* (**78**) einen synchronen Motor aus zwei einzelnen, miteinander gekuppelten Gleichstrommotoren gebildet und durch besondere Ausbildung des Kommutators erreicht, daß der eine Teil nur mit den positiven Halbwellen, der andere nach der Zeit einer halben Periode mit den negativen Halbwellen des Wechselstromes gespeist wird. Um die Einwirkung einer Halbwelle falscher Polarität zu vermeiden, wurde der betreffende Teilmotor in dieser Zeit durch einzelne Lamellen kurzgeschlossen. Da diese Anordnung jedoch eine unnütze Energievergeudung hervorrief, änderte sie *Patten* insofern (**79**) ab, als er nach Fig. 7 die beiden Teilmotoren hintereinander schaltete und die gemeinsamen Klemmen a vom Anker A und Feld F durch eine Leitung verband. Erhielt z. B. der Motor *I*

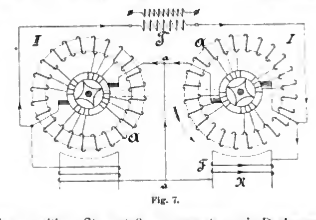
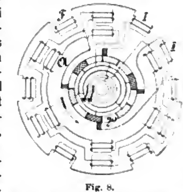


Fig. 7.

einen positiven Stromstoß, so erzeugte er ein Drehmoment in dem angegebenen Sinne, während der Motor *II* kurzgeschlossen war, so daß er während dieser Zeit keine Wirkung ausübte. Nach einer Drehung um eine Segmentbreite, die zur Verhütung großer Funkenbildung aus mehreren Teilen bestand, erhielt der Motor *II* einen negativen Stromstoß, wodurch er bei gleicher Wicklungsanordnung des Ankers, aber umgekehrter des Feldes, ein Drehmoment in derselben Richtung erzeugte. Auf diese Weise kam eine kontinuierliche Drehung zustande. Wegen der schlechten Ausnutzung des Materials und Raumes hat der Motor jedoch keine praktische Bedeutung erlangt.

Eine der vorigen ähnliche Konstruktion ist von *C. S. Bradley*, *A. M. Taylor* und *Mc. Donald* (**92, 93**) angegeben, wie Fig. 8 zeigt. Feld F und Anker A haben Polwicklung und sind hintereinander geschaltet, wobei die Polzahl des Feldes doppelt so groß wie die des Ankers ist. Durch einen Verteiler V, der einem Kommutator ähnlich sieht und in der Wirkungsweise mit dem Schieber einer Dampfmaschine vergleichbar ist, werden bei synchronem Gang die einzelnen Halbwellen getrennt und abwechselnd in die beiden Polsysteme *I* und *II* so geleitet, daß ein nur in einer bestimmten Richtung wirkendes Drehmoment auftritt.


Fig. 8.

In ähnlicher Weise betreibt auch *T. H. Hicks* (**96**) einen etwas modifizierten Gleichstrommotor durch Zerlegung des Wechselstromes in seine Halbwellen mittels eines Verteilers und Schleifrings, und speist mit diesen durch Bürsten zwei in umgekehrtem Sinne gewickelte Magnetspulen, welche im Nebenschluß zum Anker liegen. Da dieser zwei voneinander unabhängige Wicklungen trägt, deren Spulen mit verschiedenem Wicklungssinn abwechselnd an die Lamellen des Kommutators (man könnte ihn auch als Steuerorgan für die beiden Stromimpulse ansehen) angeschlossen sind, so bildet sich im Feld und Anker eine

[9]) E. T. Z., 2. Mai 1890, S. 266.

konstante Polarität aus, wodurch der Anker in kontinuierliche Umdrehung versetzt wird.

Außer dieser Konstruktion gibt es noch einige andere Formen (**103**).

J. Swineburne (**110**) erreicht einen synchronen Lauf bei einem Motor[10]) dadurch, daß er das Feld von einer auf dem feststehenden Ringanker untergebrachten Sekundärwicklung vermittels eines aus $2p$ Lamellen bestehenden Kommutators mit pulsierendem Gleichstrom speist.

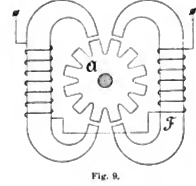


Fig. 9.

Einen auf der Wirkung der magnetischen Hysteresis beruhenden Motor[11]) zeigt Fig. 9, wie er von der *A.-G. Helios*, Köln, (**134, 139**) angegeben ist. Er besteht aus einem nakten, sternförmigen Eisenanker A und einem vom Wechselstrom gespeisten Feld F. Bei raschem Wechsel des Erregerfeldes werden in den Ansätzen des Ankers magnetische Pole hervorgerufen, welche infolge der Hysteresis noch erhalten bleiben, wenn das Feld seine Polarität ändert. Es stehen sich somit immer gleichnamige Pole gegenüber, wodurch eine Abstoßung auftritt, die bei synchronem Gang ein Drehmoment in einer bestimmten Richtung ergibt. Infolge der geringen

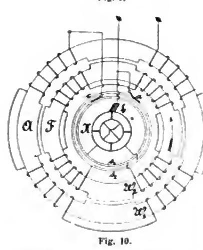


Fig. 10.

10) Ind. u. Iron., Bd. 15, S. 768.
El. Rev., Bd. 34, S. 23.

11) E. T. Z., 2. Januar 1896, S. 18.

Leistungsfähigkeit dieser Type ist sie jedoch zu keiner praktischen Bedeutung gelangt.

Fig. 10 zeigt einen selbstanlaufenden Motor[12]) von *W. Mordey* (**141**). Das rotierende Feld F und die feststehende Armatur A sind gleichartig gewickelt und erhalten durch Schleifringe s_1 und s_2, Kommutator K und Bürsten a, b, c den Wechselstrom zugeführt. Die Schaltung ist schematisch in Fig. 11 wiedergegeben. Unter dem Einfluß der sich gegenüberstehenden gleichnamigen

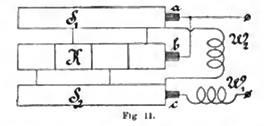


Fig. 11.

Pole entsteht eine Bewegung in der Pfeilrichtung. Die Funkenbildung soll dadurch auf ein geringes Maß reduziert sein, da die Feldwicklung W_2 nur während der Aenderung der Stromrichtung kurzgeschlossen wird.

Erwähnt sei noch eine Konstruktion von *P. Boucherot & Co.*, Paris (**191**), welche nicht nur als Motor, sondern auch als selbsterregender Generator arbeiten kann. Das Prinzip besteht darin, daß in einem durch den Wechselstrom gespeisten feststehenden Feldmagneten ein Anker rotiert, der mit einigen unter bestimmtem Winkel gegeneinander versetzten Wicklungen versehen ist. Die Windungszahlen ändern sich entsprechend ihrer Stellung nach dem Sinusgesetz. Die Spulen sind in der Weise hintereinander geschaltet und mit den Lamellen des Kommutators verbunden, daß immer auf eine Spule der einen Wicklung eine um den Verdrehungswinkel der Wicklungen (in diesem Fall 90 °) rückwärts liegende Spule der anderen Wicklung folgt. Sobald Synchronismus erreicht ist, entsteht zwischen den diametral gelegenen Punkten des Kommutators eine konstante Potentialdifferenz. Es kann dann das Feldsystem vom Kommutator aus mit Gleichstrom erregt werden, so daß die Maschine als normaler Synchronmotor mit Selbsterregung weiter läuft.

(Fortsetzung folgt.)

12) Eng., 7. Juni 1895, Bd. 59, S. 747.

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers.

Von Diplom-Ingenieur **Otto Schäfer**, Hannover.

(Fortsetzung von S. 647 d. Bd.)

Mit Ausnahme des ersten Gliedes stimmen alle Gleichungen für den Rückgang miteinander überein. Beim Differenzieren dieser Gleichungen — zwecks Bestimmung der Wassergeschwindigkeit w im Rohr — verschwinden aber diese ersten Glieder, da sie konstant sind und ihr Differentialquotient Null wird. Es ergibt sich sonach für alle

$$\frac{dx}{dt} = w = \left[\frac{F_1}{q} r (\sin\varphi - 0{,}10\,10\,18 \sin 2\varphi + 0{,}00\,05\,15 \sin 4\varphi - 0{,}00\,00\,04 \sin 6\varphi) \frac{d\varphi}{dt}\right]_{\varphi = n\,2\pi}^{\varphi = n\,2\pi + \pi}.$$

Der Ausdruck in der runden Klammer, also der von φ abhängige Teil werde der Kürze halber mit $G(\varphi)$ bezeichnet, dies gibt für den Rückgang:

$$w = \left[\frac{F_1}{q} r\, G(\varphi) \frac{d\varphi}{dt}\right]_{\varphi = n\,2\pi}^{\varphi = n\,2\pi + \pi} \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

$$\Big[G(\varphi)\Big]_{\varphi = n\,2\pi}^{\varphi = n\,2\pi + \pi} = \frac{w}{\frac{F_1}{q} r \frac{d\varphi}{dt}}$$

und für den Vorwärtsgang

$$w = \Big[0\Big]_{\varphi = n\,2\pi + \pi}^{\varphi = n\,2\pi + 2\pi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Beide Zustände, der Vorwärts- und der Rückwärtsgang sollen dargestellt werden durch die Gleichung

$$\frac{w}{\frac{F_1}{q} r \frac{d\varphi}{dt}} = H(\varphi),$$

worin $H(\varphi)$ für alle Werte von

$$\varphi = n\,2\pi \text{ bis } \varphi = n\,2\pi + \pi$$

mit $G(\varphi)$ übereinstimmen muß und für alle Werte von

$$\varphi = n\,2\,\pi + \pi \text{ bis } \varphi = n\,2\,\pi + 2\,\pi$$

nach Gleichung 4 gleich Null sein muß. Die Funktion $H(\varphi)$ läßt sich so umformen, daß sie nur aus den Sinus und Cosinus der Vielfachen des Winkels φ besteht:

$$\frac{w}{\frac{F_1}{q}\,r\,\frac{d\varphi}{dt}} = N(\varphi) = A_0 + A_1\cos\varphi + A_2\cos 2\varphi + A_3\cos 3\varphi \ldots + B_1\sin\varphi + B_2\sin 2\varphi + B_3\sin 3\varphi \ldots \quad 5)$$

Das Zeichen $N(\varphi)$ soll dabei andeuten, daß es sich um eine Näherungsfunktion handelt. Die Annäherung wird um so besser, je mehr Glieder man nimmt. Hierbei haben die Koeffizienten folgende Werte·

$$A_0 = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} H(\varphi)\,d\varphi$$

$$A_1 = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} H(\varphi)\cos\varphi\,d\varphi \qquad B_1 = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} H(\varphi)\sin\varphi\,d\varphi$$

$$A_2 = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} H(\varphi)\cos 2\varphi\,d\varphi \qquad B_2 = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} H(\varphi)\sin 2\varphi\,d\varphi$$

$$A_3 = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} H(\varphi)\cos 3\varphi\,d\varphi \qquad B_3 = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} H(\varphi)\sin 3\varphi\,d\varphi$$

usw. usw.

Diese Integrale lassen sich sämtlich in je zwei Integrale zerlegen, das erste zwischen den Grenzen Null und π und das zweite von π bis 2π. Von Null bis π, also beim Rückgang des Kolbens, stimmt $H(\varphi)$ mit $G(\varphi)$ überein, von π bis 2π dagegen ist w ständig gleich Null, also auch $H(\varphi)$ gleich Null. Alle Integrale von π bis 2π werden daher Null, so daß für die Koeffizienten gesetzt werden kann:

$$A_0 = \frac{1}{2\pi}\int_0^{\pi} G(\varphi)\,d\varphi$$

$$A_1 = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} G(\varphi)\cos\varphi\,d\varphi \qquad B_1 = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} G(\varphi)\sin\varphi\,d\varphi$$

$$A_2 = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} G(\varphi)\cos 2\varphi\,d\varphi \qquad B_2 = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} G(\varphi)\sin 2\varphi\,d\varphi$$

$$A_3 = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} G(\varphi)\cos 3\varphi\,d\varphi \qquad B_3 = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} G(\varphi)\sin 3\varphi\,d\varphi$$

Die Berechnung der Koeffizienten verläuft jetzt so:

$$A_0 = \frac{1}{2\pi}\int_0^{\pi}\sin\varphi\,d\varphi - 0{,}10\,10\,18\,\frac{1}{2\pi}\int_0^{\pi}\sin 2\varphi\,d\varphi + 0{,}00\,05\,15\,\frac{1}{2\pi}\int_0^{\pi}\sin 4\varphi\,d\varphi - 0{,}00\,00\,04\,\frac{1}{2\pi}\int_0^{\pi}\sin 6\varphi\,d\varphi$$

$$\frac{1}{2\pi}\int_0^{\pi}\sin\varphi\,d\varphi = -\frac{1}{2\pi}\Big[\cos\varphi\Big]_0^{\pi} = 2\,\frac{1}{2\pi} = \frac{1}{\pi}$$

$$\int_0^{\pi}\sin 2\varphi\,d\varphi = 0,\ \int_0^{\pi}\sin 4\varphi\,d\varphi = 0,\ \int_0^{\pi}\sin 6\varphi\,d\varphi = 0$$

$$\text{also } A_0 = \frac{1}{\pi}$$

$$A_1 = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi}\sin\varphi\cos\varphi\,d\varphi - 0{,}10\,10\,18\,\frac{1}{\pi}\int_0^{\pi}\sin 2\varphi\cos\varphi\,d\varphi + 0{,}00\,05\,15\,\frac{1}{\pi}\int_0^{\pi}\sin 4\varphi\cos\varphi\,d\varphi - 0{,}00\,00\,04\,\frac{1}{\pi}\int_0^{\pi}\sin 6\varphi\cos\varphi\,d\varphi.$$

Diese Integrale sind in üblicher Weise ausgerechnet und ergeben

$$A_1 = -0{,}02\,14\,26.$$

Ebenso ist mit A_3 und A_5 verfahren:

$$A_3 = 0{,}02\,59\,10 \qquad A_5 = 0{,}00\,59\,44.$$

Von A_7 an, also von da an, wo in allen Integralen der Faktor von φ in dem Cosinus größer ist als in dem Sinus (größer als 6) wird das Bildungsgesetz so übersichtlich, daß die Rechnung nach einem bestimmten Schema erfolgen kann:

Bedeutet λ eine ungerade ganze Zahl, so ist

$$\int_0^{\pi}\sin\varphi\cos\lambda\varphi\,d\varphi$$

stets gleich Null.

Die Beiträge des zweiten Integrals zu den einzelnen Koeffizienten sind dann

A_7	A_9	A_{11}	A_{13}	A_{15}	A_{17}
$\frac{1}{5}-\frac{1}{9}$,	$\frac{1}{7}-\frac{1}{11}$,	$\frac{1}{9}-\frac{1}{13}$,	$\frac{1}{11}-\frac{1}{15}$,	$\frac{1}{13}-\frac{1}{17}$,	$\frac{1}{15}-\frac{1}{19}$

Die Beiträge des dritten Integrals

$$\int_0^{\pi}\sin 4\varphi\cos\lambda\varphi\,d\varphi$$

A_7	A_9	A_{11}	A_{13}	A_{15}	A_{17}
$\frac{1}{3}-\frac{1}{11}$,	$\frac{1}{5}-\frac{1}{13}$,	$\frac{1}{7}-\frac{1}{15}$,	$\frac{1}{9}-\frac{1}{17}$,	$\frac{1}{11}-\frac{1}{19}$,	$\frac{1}{13}-\frac{1}{21}$

Die Beiträge des vierten Integrals

$$\int_0^{\pi}\sin 6\varphi\cos\lambda\varphi\,d\varphi$$

A_7	A_9	A_{11}	A_{13}	A_{15}	A_{17}
$1-\frac{1}{13}$,	$\frac{1}{3}-\frac{1}{15}$,	$\frac{1}{5}-\frac{1}{17}$,	$\frac{1}{7}-\frac{1}{19}$,	$\frac{1}{9}-\frac{1}{21}$,	$\frac{1}{11}-\frac{1}{23}$

Diese Beiträge werden mit ihren Faktoren multipliziert, dann addiert und geben

$$A_7 = 0{,}00\,24\,61 \quad A_9 = 0{,}00\,14\,68 \quad A_{11} = 0{,}00\,09\,74$$
$$A_{13} = 0{,}00\,07\,13 \quad A_{15} = 0{,}00\,05\,17 \quad A_{17} = 0{,}00\,04\,02$$

Die Berechnung der A-Werte mit geradem Index ist einfacher, weil hier nur das erste Integral

$$\int_0^{\pi}\sin\varphi\cos 2\lambda\varphi\,d\varphi$$

einen Beitrag liefert. Abgesehen von dem aus $G(\varphi)$ zu ergänzenden Faktor wird

$$A_{2\lambda} = -\frac{1}{\pi}\,\frac{2}{(2\lambda)^2 - 1}.$$

und somit

$$A_2 = -0{,}21\,22\,06 \quad A_4 = -0{,}04\,24\,41 \quad A_6 = -0{,}01\,81\,88$$
$$A_8 = -0{,}01\,01\,05 \quad A_{10} = -0{,}00\,64\,30 \quad A_{12} = -0{,}00\,45\,15$$

Die Reihe der A-Werte mit geradem Index konvergiert, wie man sieht, noch langsamer, als die Reihe der A-Werte mit ungeraden Index; so ist

$$A_{30} = -0{,}00\,07\,08.$$

Die B-Werte lassen sich schneller erledigen

$$B_1 = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi}\sin\varphi\sin\varphi\,d\varphi = \frac{1}{2}.$$

Da die Integrale

$$\int_0^{\pi}\sin 2\varphi\sin\varphi\,d\varphi,\ \int_0^{\pi}\text{sind } 4\varphi\sin\varphi\,d\varphi \text{ und}$$

$$\int_0^\pi \sin 6\varphi \sin \varphi \, d\varphi$$

gleich Null sind. Die weiteren B-Werte mit ungeradem Index sind sämtlich gleich Null. Die B-Werte mit geradem Index konvergieren sehr schnell

$$B_2 = -0{,}05\,05\,09 \quad B_4 = 0{,}00\,02\,58 \quad B_6 = 0{,}00\,00\,02.$$

Damit sind also die sämtlichen Koeffizienten der *Fourier*schen Reihe bekannt.

Eine kurze Ueberlegung mag zeigen, wie die Reihe für den Grenzfall bei Länge der Schubstange $= \infty$ ausgefallen wäre. Die Darstellung des Gesetzes für w ist von Null bis π eine reine Sinuslinie (Fig. 8), also eine zu der bei $\frac{\pi}{2}$ gezogenen Achse CD symmetrische Linie. Die zweite Hälfte der Periode ist symmetrisch zu der bei $\frac{3\pi}{2}$ liegenden Achse EF. Irgend eine Sinuswelle mit gradem Index würde aber in einem Abstande a vor einer solchen Symmetrieachse einen anderen Beitrag (den gleichen mit

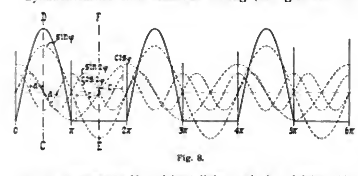


Fig. 8.

entgegengesetzten Vorzeichen) liefern, als im gleichen Abstand dahinter. Sie würde also die Uebereinstimmung mit dem gegebenen Linienzuge an einer Stelle immer ebensoviel verschlechtern, wie sie diese an einer anderen verbessert; eine solche kann daher nicht vorkommen, so daß bei unendlicher Schubstangenlänge alle B Werte mit geradem Index gleich Null sein müssen. Denkt man sich nun die Periode bei $\frac{\pi}{2}$ beginnend und bis $\frac{5\pi}{2}$ dauernd, so ist sie symmetrisch zur Achse EF. Daraus folgt, daß alle Glieder mit ungradem Index, Cosinus- sowohl wie Sinusglieder mit Ausnahme des ersten Cosinus, verschwinden müssen, weil sie unsymmetrisch zur Achse EF liegen. Da wir um $\frac{\pi}{2}$ weiter gerückt sind, so entspricht dieser nicht verschwindende Cosinus dem Sinus, der mit B_1 zu multiplizieren war. Außer diesem Gliede B_1 bleiben nur noch die A Glieder mit geradem Index. Für diese Werte lieferte immer nur das aus dem ersten Gliede von $G(\varphi)$, nämlich $\sin\varphi$, gebildete Integral einen Beitrag. Dieser $\sin\varphi$, also auch die Integrale, sind aber nicht mit einem von $\frac{r}{l}$ abhängigen Faktor multipliziert. Daher bleiben B_1 und die A Werte mit geradem Index unverändert. Die Reihe lautet

$$[N_\varphi]_{l=\infty} = B_1 \sin\varphi + A_2 \cos 2\varphi + A_4 \cos 4\varphi + \ldots$$

Die Sinus- und Cosinusreihen, durch welche $F(\varphi)$ ersetzt worden ist, konvergieren sehr langsam. Dies liegt an dem plötzlichen Richtungswechsel bei 0, π, 2π usw., also an dem Sprung des Differentialquotienten an dieser Stelle.

Der Verlauf des Differentialquotienten $\frac{dw}{dt}$, also der Beschleunigung, kann ebenfalls durch eine *Fourier*sche Reihe ersetzt werden; aber diese Reihe wird noch schlechter konvergieren als die vorige, aus der man sie durch Differentiation bilden wird. Denn hierbei wird ja jeder A- und B-Wert mit der Zahl seines Index multipliziert, wobei zugleich aus jedem Sinus ein Cosinus und aus jedem Cosinus ein negativer Sinus wird. Gleichung 5 wird nach w aufgelöst, dabei die Werte der Konstanten A und B eingesetzt und für die Winkelgeschwindigkeit der die Pumpe antreibenden Welle $\frac{d\varphi}{dt}$ die Bezeichnung ω eingeführt. Dann ergibt sich:

$$\begin{aligned} w = \omega r \frac{F_1}{q} \Big[& \frac{1}{\pi} - 0{,}02\,14\,26 \cos\varphi - 0{,}21\,22\,26 \cos 2\varphi \\ & + 0{,}02\,59\,10 \cos 3\varphi - 0{,}04\,24\,41 \cos 4\varphi \\ & + 0{,}00\,59\,44 \cos 5\varphi - 0{,}01\,81\,88 \cos 6\varphi + \ldots \\ & + 0{,}5 \sin\varphi - 0{,}05\,05\,09 \sin 2\varphi + 0{,}00\,02\,58 \sin 4\varphi \\ & - 0{,}00\,00\,02 \sin 6\varphi \ldots \Big] \end{aligned} \qquad 6)$$

Die Beschleunigung der Wasserteilchen in der Rohrleitung ergibt sich hieraus zu:

$$\begin{aligned} \frac{dw}{dt} = \omega^2 . r \frac{F_1}{q} \Big[& 0{,}02\,14\,26 \sin\varphi + 0{,}41\,44\,12 \sin 2\varphi \\ & - 0{,}07\,77\,30 \sin 3\varphi + 0{,}16\,97\,64 \sin 4\varphi \\ & - 0{,}02\,97\,20 \sin 5\varphi + 0{,}10\,91\,28 \sin 6\varphi \ldots \\ & + 0{,}5 \cos\varphi - 0{,}10\,10\,18 \cos 2\varphi + 0{,}00\,10\,32 \cos 4\varphi \\ & - 0{,}00\,00\,12 \cos 6\varphi \ldots \Big]. \end{aligned}$$

Aus Gleichung 1 war abgeleitet worden:

$$F \frac{dV}{dt} = q \frac{dw}{dt},$$

so daß nun die Beschleunigung $\frac{dV}{dt}$, die das Belastungsgewicht in irgend einem Augenblick erfährt, bestimmt werden kann. Weil ferner die Masse des Belastungsgewichtes bekannt ist, so können auch die auftretenden Kräfte einfach aus dem Produkt: Masse mal Beschleunigung berechnet werden. Die Masse bleibt immer gleich groß, so daß sich die Kräfte im gleichen Verhältnis wie die Beschleunigungen $\frac{dV}{dt}$, also auch im gleichen Verhältnis wie $\frac{dw}{dt}$, ändern.

Während die Beschleunigung des Wassers in der Zuleitung und die des Belastungsgewichtes in dem konstanten Verhältnis $\frac{F}{q}$ stehen, unterscheiden sich die Geschwindigkeiten V und w um eine additive Konstante. Nach Gleichung 1 ist

$$F . V = q . w - f . v \ldots .$$

Der Wert von $f . v$ läßt sich bei Annahme eines Beharrungszustandes ermitteln. Es muß dabei das, während einer Pumpenumdrehung zugeführte Wasser gleich dem in derselben Zeit abfließenden sein, also

$$F_1 . 2 . r = f v . \frac{60}{n},$$

oder

$$f v = F_1 \, 2 \, r \, \frac{n}{60}.$$

Da $\frac{2\pi n}{60}$ gleich der Winkelgeschwindigkeit ω ist, so ist auch

$$f v = F_1 r \frac{\omega}{\pi},$$

also

$$F . V = q w - F_1 r \frac{\omega}{\pi}.$$

oder
$$V = \frac{q}{F}\,w - \frac{F_1}{F}\,r\,\frac{\omega}{\pi}.$$

Hierin den Wert von w aus Gleichung 6 eingesetzt, liefert

$$V = \frac{F_1}{F}\,\omega\,r\left[\frac{1}{\pi} - 0{,}02\,14\,26\cos\varphi + \cdots\right]$$
$$- \frac{F_1}{F}\,r\,\frac{\omega}{\pi} = \frac{F_1}{F}\,\omega\,r\,[-0{,}02\,14\,26\cos\varphi\,\pi - \cdots] \quad 7)$$

Die Beschleunigungen des Akkumulatorgewichtes ergeben sich hieraus durch Differenzieren nach der Zeit.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{F_1}{F}\,\omega^2\,r\,[0{,}02\,14\,26\sin\varphi + 0{,}41\,44\,12\sin 2\varphi \cdots] \quad 8)$$

Es kam darauf an, das Beschleunigungsgesetz für das Belastungsgewicht und damit die Größe der auftretenden

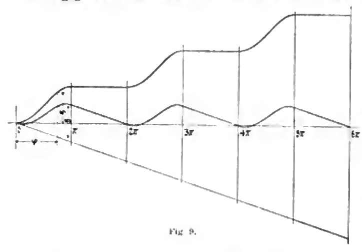


Fig. 9.

Kräfte zu finden. Die augenblicklichen Wege des Akkumulatorgewichtes sind weniger wichtig, man kann sie aber leicht auf verschiedene Weise erhalten: Erstens würde ein Stift, der am Belastungsgewicht befestigt ist, auf einem mit gleichmäßiger Geschwindigkeit an ihm vorbei bewegten Streifen das Bewegungsgesetz direkt aufzeichnen. Zweitens kann man es durch Integration der Geschwindigkeitsgleichung 7 erhalten. Die Integrationskonstante kann dabei weggelassen werden, da sie nur angibt, in welcher Lage des Belastungsgewichtes sich der ganze Vorgang abspielt, also ob der Beharrungszustand bei mehr oder weniger gefülltem Akkumulator stattfindet. Das Gesetz für s lautet:

$$s = \frac{F_1}{F}\,r\,[-0{,}02\,14\,26\sin\varphi - 0{,}10\,61\,03\sin 2\varphi$$
$$+ 0{,}00\,86\,37\sin 3\varphi - 0{,}01\,06\,10\sin 4\varphi$$
$$+ 0{,}00\,11\,89\sin 5\varphi - 0{,}00\,30\,31\sin 6\varphi + \cdots$$
$$- 0{,}5\cos\varphi + 0{,}02\,52\,55\cos 2\varphi$$
$$- 0{,}00\,00\,65\cos 4\varphi + \cdots] \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Drittens läßt sich das Gesetz für s auch direkt zeichnerisch bestimmen, indem man für eine Anzahl Kurbelstellungen den zugehörigen Kolbenweg aus Fig. 6 entnimmt und mit dem Verhältnis Kolbenquerschnitt zu Akkumulatorquerschnitt multipliziert in Fig. 9 aufträgt. Der so erhaltene Linienzug gibt das Ansteigen des Akkumulators infolge des eingepumpten Wassers; infolge des gleichmäßig abfließenden Wassers sinkt der Akkumulator gleichmäßig. Durch Zusammensetzung beider Bewegungen erhält man die wirkliche Bewegung des Akkumulators. Der so erhaltene Linienzug muß mit der zeichnerischen Darstellung der *Fourier*schen Reihe für s übereinstimmen. Zur Kontrolle sind die Wellen dieser Reihe in Fig. 10 aufgetragen, zuerst nur eine, dann diese und die folgende dazu addiert, und zwar nach absteigenden Amplituden geordnet, nicht nach der Ordnungszahl. Diese Kurven sind punktiert über den ausgezogenen Linienzug gezeichnet, der jedesmal der Fig. 9 entspricht, damit man sehen kann, wie eine Welle nach der anderen den Anschluß an die gegebene Kurve ständig verbessert.

Vergleichshalber sind noch einmal die Gleichungen für s,

$$\frac{ds}{dt} = V \text{ und } \frac{d^2 s}{dt^2} = \frac{dV}{dt},$$

zusammengestellt, und zwar sowohl für $r/l = 1/5$, als auch für unendliche Schubstangenlänge ($r/l = 0$).

1. Schubstangenlänge $l = 5$ mal Kurbelradius r: ($r/l = 1/5$).

a) Weg.

$$s = \frac{F_1}{F}\,r\,[-0{,}02\,14\,26\sin\varphi - 0{,}10\,61\,03\sin 2\varphi$$
$$+ 0{,}00\,86\,37\sin 3\varphi - 0{,}01\,06\,10\sin 4\varphi$$
$$+ 0{,}00\,11\,89\sin 5\varphi - 0{,}00\,30\,31\sin 6\varphi \ldots.$$
$$- 0{,}5\cos\varphi + 0{,}02\,52\,55\cos 2\varphi$$
$$- 0{,}00\,00\,65\cos 4\varphi + \cdots].$$

b) Geschwindigkeit.

$$V = \frac{F_1}{F}\,r\,\omega\,[-0{,}02\,14\,26\cos\varphi - 0{,}21\,22\,06\cos 2\varphi$$
$$+ 0{,}02\,59\,10\cos 3\varphi - 0{,}04\,24\,41\cos 4\varphi$$

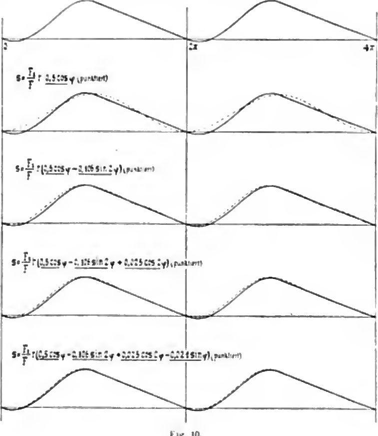


Fig. 10.

$$+ 0{,}00\,59\,44\cos 5\varphi - 0{,}01\,81\,88\cos 6\varphi + \cdots$$
$$+ 0{,}5\sin\varphi - 0{,}05\,05\,09\sin 2\varphi + 0{,}00\,02\,58\sin 4\varphi$$
$$- 0{,}00\,00\,02\sin 6\varphi \ldots].$$

c) Beschleunigung.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{F_1}{F} r \omega^2 [0{,}02\,14\,26 \sin\varphi + 0{,}41\,44\,12 \sin 2\varphi$$
$$- 0{,}07\,77\,30 \sin 3\varphi + 0{,}16\,97\,64 \sin 4\varphi$$
$$- 0{,}02\,97\,20 \sin 5\varphi + 0{,}10\,91\,28 \sin 6\varphi \ldots\ldots$$
$$+ 0{,}5 \cos\varphi - 0{,}10\,10\,18 \cos 2\varphi + 0{,}00\,10\,32 \cos 4\varphi$$
$$- 0{,}00\,00\,12 \cos 6\varphi \ldots\ldots].$$

2. Schubstangenlänge $= \infty$ $(r/l = 0)$.

a) Weg.

$$s = \frac{F_1}{F} r [-0{,}10\,61\,03 \sin 2\varphi - 0{,}01\,06\,10 \sin 4\varphi$$
$$- 0{,}00\,30\,31 \sin 6\varphi - 0{,}5 \cos\varphi].$$

b) Geschwindigkeit.

$$V = \frac{F_1}{F} r \omega [-0{,}21\,22\,06 \cos 2\varphi - 0{,}04\,24\,41 \cos 4\varphi$$
$$- 0{,}01\,81\,88 \cos 6\varphi \ldots\ldots + 0{,}5 \sin\varphi].$$

c) Beschleunigung.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{F_1}{F} r \omega^2 [0{,}41\,44\,12 \sin 2\varphi + 0{,}16\,97\,64 \sin 4\varphi$$
$$+ 0{,}10\,91\,28 \sin 6\varphi \ldots\ldots + 0{,}5 \cos\varphi].$$

(Fortsetzung folgt.)

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke.[1])

Von Dipl.-Ing. **C. Michenfelder.**

Um das heutzutage im Bau und Betriebe von Stahlgießwagen und -kranen Erreichte vollauf würdigen zu können, erscheint vorerst ein Rückblick auf die diesbezügl. Zustände und Fortschritte früherer Zeiten angebracht, aus dem gleichzeitig die einflußgebende Bedeutung der erwähnten Transportvorrichtungen für die Ausgestaltung einer so hervorragenden Industriestätte, wie die der Stahlgewinnung, deutlich zu erkennen sein wird.

Es liegt zwar in der Natur der Sache, daß schon im allgemeinen gerade die Technik, mehr als irgend ein anderes Wissensgebiet, lehrreiche Beispiele gibt für die fördernde Wechselwirkung zwischen dem Aufschwung eines Gebietes menschlicher Betätigung einerseits und der Vervollkommnung der hierzu verwendeten Hilfsmittel andererseits. In ganz bemerkenswertem Maße gilt dies jedoch von den Erzeugungsstätten unseres hauptsächlichsten modernen Baustoffes, des Eisens, insbesondere des Stahles, und von den in diesen verwendeten Hilfsvorrichtungen, speziell denen zum Transport des flüssigen Materials.

Da die älteste Methode der Stahlerzeugung der verflossenen Jahrhunderte, das Herdfrischen, wegen der notwendigen und ausschließlichen Verwendung eines künstlichen und teueren Brennmateriales — der Holzkohle — nur in sehr kleinem Maßstab (mit Roheiseneinsätzen von etwa 0,1 t) betrieben wurde, lag ein Bedürfnis nach stattlichen Hebe- und Transportvorrichtungen damals nicht vor. Der hauptsächlich zum Abheben der Triebherddeckel verwendete Auslegerdrehkran mit feststehender Säule vermochte den Anforderungen der Stahlfabrikation auch dann noch gerecht zu werden, als zu Beginn des 19. Jahrhunderts die Puddelöfen mit der billigeren Steinkohlenfeuerung in Aufnahme kamen, bei denen man mit dem Einsatzgewicht auch nur bis auf wenige 100 kg hinaufging. Eine prinzipielle Aenderung der Lastenbeförderung ist während der ganzen langen Zeit nicht eingetreten: der erwähnte typische „Gießkran" erfuhr nur einige unwesentliche, konstruktive Abänderungen[2]).

Die Fabrikation des Stahles wie auch der Bau seiner Transportmaschinen steckten eben noch in den Kinderschuhen, und keines vermochte dem anderen einen genügend kräftigen Impuls zur Weiterentwicklung zu geben.

Die zu einer solchen belebenden Reaktionswirkung erforderliche Kraft äußerte sich jedoch in machtvoller Weise

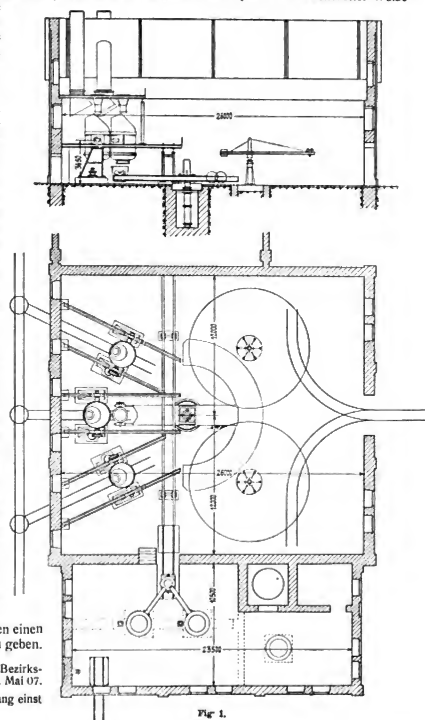


Fig 1.

[1]) Nach einem Vortrage, gehalten im Oberschl. Bezirksverein d. Vereines deutscher Ingenieure zu Gleiwitz am 25. Mai 07.

[2]) Vergl. *Kammerer*, „Die Technik der Lastenförderung einst und jetzt", S. 75 u. ff.

durch die Einführung des im Jahre 1855 von *Henry Bessemer* in England erfundenen Stahlgewinnungsverfahrens.

Sowohl die infolge der kraftvoll innigen Berührung der Oxydationsluft hierbei zweckmäßig zulässigen bedeutenden Roheisenmassen als auch die kurze Dauer des ganzen Prozesses — wenige Minuten gegen viele Stunden vordem — stellten bisher ungekannte Anforderungen an die Maschinen zum Transport der flüssig erblasenen Stahlmengen an deren nächste Verwendungsstätte in der Gießhalle.

Das Anwachsen der Lastgröße auf tausende von Kilogrammen, in Verbindung mit den durch die Eigenart des Materials bedingten großen Fortschaffungsgeschwindigkeiten, ließen den bisherigen Handbetrieb der Lastenbewegungen natürlich als wenig geeignet erscheinen und rieten zur Anwendung des gleichfalls in den fünfziger Jahren des vorigen Jahrhunderts durch *Armstroung* verbesserten Akkumulator-Druckwasserbetriebes.

Es bildete sich die Form der wiederum lange Zeit vorherrschenden sogen. hydraulischen „Zentralkrane" oder „Mittelkrane" heraus, die, wie der Name besagt, im Mittelpunkt des von den Konvertern und von den Gießformen besetzten Kreises als feststehende Drehkrane aufgestellt waren. Fig. 1 zeigt schematisch die Anlage eines solchen älteren *Bessemer*-Werkes mit drei (gewöhnlich sogar nur zwei) am äußeren Schwenkkreisumfang der Gießpfanne angeordneten Birnen, deren Charge mittels des Kranes in die am übrigen Rand der meist kreisförmigen Gießgrube aufgestellten Kokillen abgegossen wurde. Die in roher Weise — oft durch Fallenlassen oder Behämmern der vergossenen Kokillen — gestrippten Blöcke wurden sodann mit Hilfe besonderer Drehkrane auf der im Bilde angedeuteten Gleisbahn ins Walzwerk bezw. zu den Wärmöfen befördert.

In ähnlicher Weise, wie bei diesen früheren *Bessemer*-Stahlwerksanlagen, also die begrenzte Arbeitsmöglichkeit eines Drehkranes für die centrische Anordnung und für die beschränkte Ausdehnung des ganzen Werkes bestimmend gewesen ist, hat die mit der Einführung des bei unseren phosphorreichen Eisenerzen ungleich wichtigeren basischen Konverter-Verfahrens, des *Thomas*-Verfahrens, — seit etwa 1880 — infolge der zunehmenden Größe und Anzahl der Konverter sich ergebende Aufstellung der Birnen in gerader Flucht eine grundsätzliche Aenderung der Gießvorrichtungen bewirken müssen. Fig. 2 veranschaulicht eine neue *Thomas*-Anlage, aus der erkannt werden kann, wie die bisherige kreisförmige Hauptbewegung der Pfanne einer geradlinigen weichen mußte, was wiederum in Anbetracht der Größe des wagerechten Pfannenweges zu einer laufwagenartigen Ausbildung dieser Transportmaschine führen mußte.

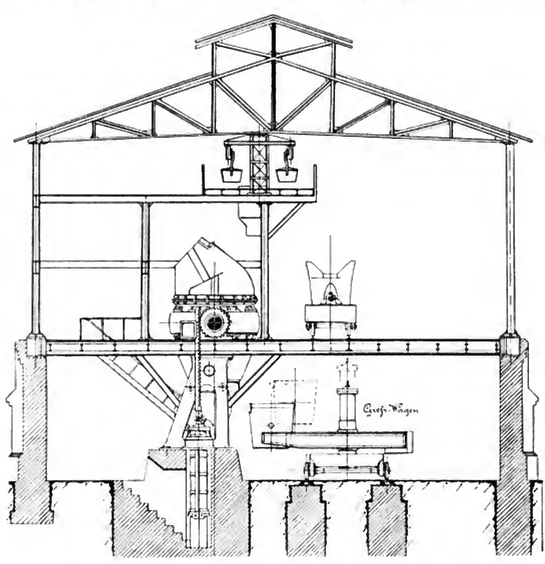


Fig. 2.

Diese fortab sinngemäß „Gießwagen" genannten, wichtigen Hilfsmaschinen eines modernen *Thomas*-Stahlwerks haben in der Zeit ihres jetzt etwa viertelhundertjährigen Bestehens unter dem Einflusse ständig gesteigerter wirtschaftlicher Forderungen, reichlich gesammelter Betriebserfahrungen und vermöge der vielseitigen Fortschritte der

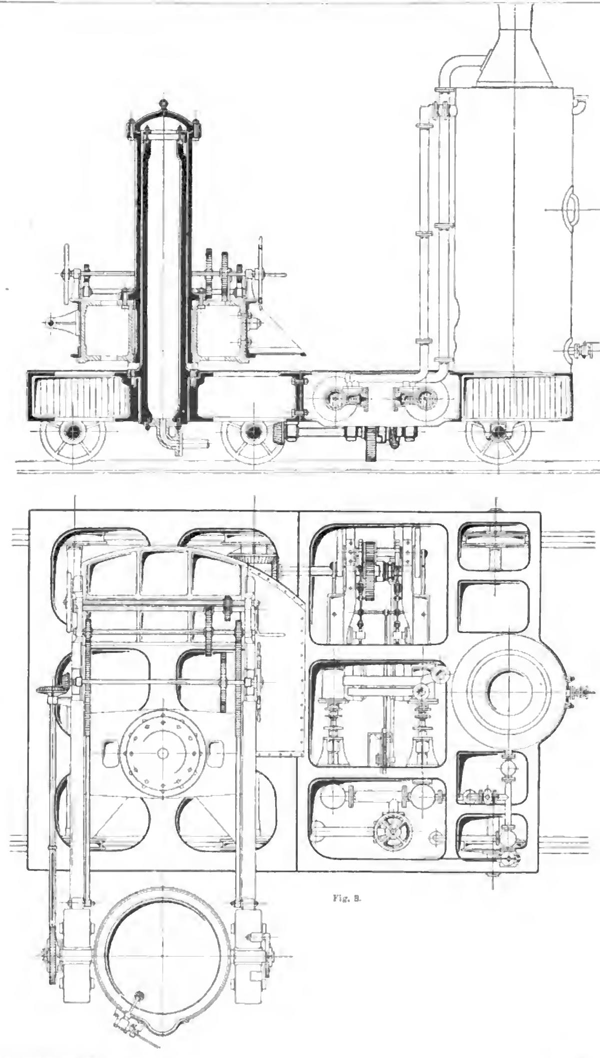


Fig. 8.

Technik mannigfache Wandlungen durchlebt, die sie — teils unter prinzipieller, teils nur konstruktiver Abänderung — auf die heutige Höhe der Vollkommenheit gehoben haben.

Die zuletzt erwähnte Notwendigkeit des Ueberganges von dem ortsfesten zum ortsveränderlichen Typus forderte von dem neuen Gießwagen nicht nur außer den bisherigen Bewegungsmöglichkeiten des Gießkübels (Heben, Schwenken, Radialverfahren und Kippen) noch die weitere des Langfahrens mit dem Wagen, sondern dieser Uebergang bedingte wegen der steten Zuleitung des elementaren Kraftmittels, des Preßwassers, eine Freimachung des Wagens von der feststehenden Akkumulatorzentrale und mußte nach dem damaligen Stande der Technik bezw. der Elektrotechnik notgedrungen zur Schaffung eines in sich selbständigen, unabhängigen Gießwagens führen. Die hydraulische Antriebskraft, deren Eignung zum sicheren Ueberwinden relativ großer Kräfte auf kleinen Wegen, auch unter besonderer Berücksichtigung der im Stahlwerk vorliegenden Verhältnisse, durchaus nicht verkannt werden soll, und die man deshalb auch bei dem neuen Gießwagen nicht missen wollte, mußte nun aber auf dem letzteren selbst mittels einer Preßpumpe erzeugt werden, für deren Antrieb damals ausschließlich die Dampfmaschine in Frage kam.

So entstand zuerst der „dampf-hydraulische Gießwagen", wie ihn die Fig. 3 zeigt, und zwar stellt die Abbildung den ältesten, zu Anfang der 80er Jahre für den *Hörder Bergwerks- und Hüttenverein* (als Lizenznehmerin des *Thomas*-Patentes) gelieferten Gießwagen dar.

Zur Erzeugung des Dampfes diente ein auf der Plattform des Wagens stehender Heizröhrenkessel, durch den eine in das Gestell des Wagens eingebaute Zwillingsdampfmaschine liegender Bauart mit direkt gekuppelter Zwillingspumpe für das Hubwerk gespeist wurde. Während die Drehung der Dampfmaschinenkurbelwelle vermittels einer Klauenkupplung durch Stirn- und Kegelräder einseitig auf das Fahrwerk des Wagens übertragen wurde, drückte die Pumpe das Wasser aus einem unter ihr hängenden Behälter nach dem Zylinder, der sich infolgedessen samt dem an ihm befestigten schmiedeeisernen Pfannenausleger längs des im Gestell verschraubten Hohlplungers senkrecht verschob. Die übrigen Bewegungen der Pfanne, das Verfahren auf dem Ausleger und das Kippen, erfolgten durch Handrad- oder Kurbelgetriebe von einer am Ausleger angebrachten Bedienungsbühne aus, wohingegen das Schwenken der Pfanne in primitivster Weise durch Ziehen oder Drücken von Hand am Auslegerschnabel bewirkt wurde.

Der große Platzbedarf für die Unterbringung dieser verschiedenen Maschinen und Mechanismen ließ aus Herstellungs- und Transportrücksichten die Zweiteiligkeit des damals allgemein gußeisernen Unterwagengestelles von Anfang an als zweckmäßig erscheinen, und zwar derart, daß man die Antriebsmaschinen mit ihrem Kessel getrennt von dem gegen den Unterwagen beweglichen Pfannenausleger mit seinen unmittelbar auf die Pfanne wirkenden Mechanismen unterbrachte. Beide Gestellteile wurden in der ersichtlichen Weise starr miteinander verschraubt und zur bequemen Begehbarkeit durch den Maschinisten über den Maschinen und Getrieben abgedeckt. Der ganze Wagen ruhte auf drei Paar Laufrädern, deren teils durchgehende Achsen unnachgiebig am Gestell gelagert waren.

Schon diese kurze Charakterisierung der ursprünglichen Gießwagenbauart dürfte deren hauptsächlichste Schwächen erkennen und vermuten lassen, inwiefern die bessernde Hand des Konstrukteurs den Entwicklungsgang des Gießwagens in den zwischenliegenden Jahrzehnten nach und nach beeinflußt hat:

Die starre Schraubenverbindung der beiden Unterwagenhälften führte bei unebenen Fahrbahnen leicht zu schädlichen Biegungsbeanspruchungen der Befestigungsorgane sowie des gußeisernen Gestellmaterials und wurde durch eine gelenkige und anpassungsfähige Zapfenverbindung ersetzt;

Bei der Anordnung der beiden Antriebsmaschinen ließ man sich in Zukunft mehr von der Rücksicht auf gute Uebersichtlichkeit und leichte Zugänglichkeit derselben leiten und stellte sie daher oben auf der Plattform des Unterwagens auf;

Mit dem Ersatz des stehenden Rauchröhrenkessels durch einen liegenden Kessel kombinierten Flammrohr- und Heizröhrensystems mit Dampfdom schaffte man außer einer im allgemeinen niedrigen Bauhöhe noch eine leichtere Reinigungsmöglichkeit von angesetztem Kesselstein;

Infolge der Zunahme von Pfannenlast und Auslegergröße führte man nicht nur für die Schwenkbewegung einen besonderen Antrieb ein, sondern man baute wegen der gesteigerten Betriebsanforderungen die verschiedenen Bewegungsmechanismen für die Pfanne mit der Zeit sämtlich in von Elementarkraft betriebene aus;

Die aus dem vorgenannten Grunde beträchtlich erhöhten Gewichte des Auslegerwagens stützte man künftig anstatt durch zwei durch drei Räderpaare ab und suchte eine gleichmäßige Druckübertragung auf die Schienen durch Aufhängung zweier Paare an Balanziers zu erreichen.

(Fortsetzung folgt.)

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907 (s. d. Bd. S. 278).

Von k. k. landw. techn. Konsulent **A. Stift** (Wien).

(Fortsetzung von S. 653 d. Bd.)

Die Schnitzeltrocknung mittels Dampf nach System *Sperber* hat durch den *Dampftrockenapparat „Imperial" der Harzer Werke* (Rübeland-Zorge) in Blankenberg einen Konkurrenten erhalten. Ein derartiger Apparat wurde zu Beginn der Kampagne 1906/07 in der Zuckerfabrik Artern aufgestellt, wo er ununterbrochen zur vollsten Zufriedenheit gearbeitet und etwa 100 Zentner Trockenschnitzel in 24 Stunden geliefert hat. Nach der Mitteilung von *Lindau*[25]) ist es durch eine als sehr sinnreich zu bezeichnende Anordnung der verschiedenartigsten Heizsysteme nun gelungen, mit 1 kg Dampf von $5-5^1/_2$ at Spannung reichlich 1 kg Wasser aus Schnitzeln, die mit einer Temperatur von 12—15° C und mit 15—16 v. H. Trockensubstanz in den Apparat eingeführt werden, zu verdampfen. Die Trockenkosten für 1 Zentner Trockenware sollen gegenüber anderen Dampftrockenverfahren (hier ist wohl in erster Linie System *Sperber* gemeint. Der Referent) um ein Wesentliches geringer sein. Als unbedingte Vorzüge des neuen Verfahrens hebt *Lindau* die folgenden hervor: 1. Ausgezeichnete Ausnutzung der Wärme. 2. Sehr geringe Anlagekosten. 3. Der Apparat kann ohne Fundament usw. in verhältnismäßig kleinem Raum aufgestellt werden. Man kann bequem zwei Apparate in einem Raum

[25]) Zeitschrift des Vereins der deutschen Zuckerindustrie 1907, 57. Band. S. 353.

von 10 m Länge und 6 m Breite unterbringen, wozu eine Etage genügt. 4. Der Apparat bedarf, da er auch ohne Ventilator arbeitet und mit einer Zerkleinerungsmaschine ganz neuen Systems ausgerüstet ist, sehr wenig Antriebskraft (für 100 Zentner Leistung = 9 PS). 5. Einfache Bedienung und Handhabung des Apparats. 6. So gut wie keine Reparaturen, da die starken Hauptteile aus Gußeisen oder schmiedeeisernen Rohren bestehen.

Der Apparat (Fig. 17 und 18) besteht nach der Beschreibung der *Harzer Werke* aus einer feststehenden geheizten Mulde *a*, einem rotierenden Heizröhrenbündel *b*, welches gleichzeitig die Schaufeln *c* zum Bewegen des Materials trägt, einer die Antriebscheibe tragenden Welle *d* mit Schlagkreuzen *e* und einer mit Klappen versehenen Abdeckung *f*. Die Mulde setzt sich zusammen aus einer Anzahl Muldenteile *v*, die mit einem um den ganzen Umfang herumlaufenden Dampfkanal *w* zwecks Erwärmung der Mulden ausgerüstet sind. Diese Muldenstücke sind durch zwei sehr stabile gußeiserne Träger *g* verbunden und die durch das Aneinanderreihen gebildete lange Mulde ist durch zwei, ebenfalls aus Gußeisen bestehende Kopfstücke *h* verschlossen, welche auch gleichzeitig die Lager *i* für den Rotationskörper tragen. Das Gesamtgewicht des Apparates trägt sich auf diese beiden Kopfstücke ab und es genügt, bei Aufstellung eines Apparates in einer Etage zwei dem Gewichte des Apparates entsprechende T-Träger anzubringen. Der Apparat besteht weiter aus dem Vortrockner *A* und dem Fertigtrockner *B*. An der Seite *A*, in welche das nasse Material mittels selbsttätigen Antriebes eingebracht wird, besteht der Rotationskörper nur aus zehn weiten gußeisernen Röhren *K* mit Längsrippen, welche gleichmäßig auf den Umfang des Sammelbodens *l* verteilt sind. An dem Ende des Fertigtrockners ist der Rotationskörper außer den Gußeisenröhren, wie im Vortrockner, noch aus einem Röhrenbündel von 60 engeren Röhren *m*, die strahlenförmig von der Mitte aus angeordnet sind und an beiden Enden im Sammelkasten *n* münden, gebildet. An den Längsrippen der gußeisernen Rohre sind Messingschaufeln mit kleinen Zwischenräumen auf der ganzen Länge angeordnet. Diese Schaufeln sind derartig geformt, daß durch das Drehen des Rotationskörpers das Material gehoben, über die Heizflächen gleichmäßig verteilt und von dem einen Ende nach dem anderen bewegt wird. An der oben im Apparate angeordneten Antriebswelle sind im Vortrockenapparate Schlagkreuze angeordnet; diese Welle macht sechsmal so viele Umdrehungen als der Rotationskörper. Die Uebersetzung wird durch das vor dem Apparat liegende Zahnräderpaar *o* hervorgerufen. Durch die verschiedenartigen Umdrehungszahlen treten die Arme der Schlagkreuze durch die, zwischen je zwei an dem Rotationskörper angebrachten Schaufeln gebildeten Lücken hindurch, und die nächsten treffen zwischen die zweite Schaufelreihe. Hierdurch werden etwa gebildete Ballen, wie diese bei nassem Material vorkommen, zerschlagen; gleichzeitig wird dadurch bewirkt, daß alle Teilchen gleichmäßig mit den Heizflächen in Berührung kommen. Auf dem Wege von der Einbringungsstelle bis zum Beginn des Fertigtrockners sind alle Klumpen zerteilt und das Material hat so viel Wasser verloren, daß es nunmehr durch die Zwischenräume in dem engen Röhrenbündel hindurchrieselt, indem es die Heizflächen gleichmäßig überdeckt. Die Zuführung der Wärme geschieht

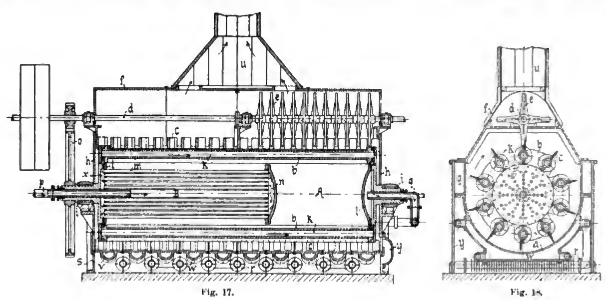


Fig. 17. Fig. 18.

derart, daß der Dampf in der Mitte, an dem Ende, wo das trockene Material den Apparat verläßt, durch eine feststehende Röhre *p*, die mittels einer besonders konstruierten Stopfbüchse gegen den rotierenden Körper abgedichtet ist, in das Innere des Rotationskörper eingeführt wird. Ungefähr in der Mitte des Apparates verteilt sich der Dampf in einer Kammer *n* und tritt durch die engen Röhren *l* in entgegengesetzter Richtung bis an das Trockenende des Apparates, sammelt sich wiederum in der Kammer *x* und tritt von hier aus wieder in seiner ersten Richtung durch die zehn weiten Gußeisenrohre *K* bis zum entgegengesetzten Ende des Apparates. Hier sammelt sich der Dampf, sowie das in den Gußeisenrohren gebildete Kondenswasser in einzelnen Kammern und gelangt durch ein feststehendes Rohr *q*, mit gleicher Stopfbüchse wie vor angeführt angedichtet, an die Außenseite des Apparates und wird dann zur Erwärmung der Mulden *v* verwendet. Der Verbindungsboden für die zehn Rohre ist derartig in Kammern eingeteilt, daß das von dem Dampf mitgeführte Kondenswasser hochgehoben wird und in die oben feststehende Röhre abläuft, immer in gleicher Richtung mit dem Dampf geführt. Hierdurch ist erreicht, daß ein Ansammeln von Kondenswasser beim Arbeiten des Apparates vollständig unmöglich ist und alle Heizflächen tatsächlich von strömendem Dampf bespült werden. Die Bewegung des Dampfes einerseits und die des zu trocknenden Materials andererseits sind bekanntlich von ganz wesentlichem Einfluß auf die Wärmeüberleitung. Aus diesem Grunde sind alle Dampfwege so reichlich gewählt, daß der Dampf zunächst in verschiedenen Richtungen den Rotationskörper, dann weiter die erste Mulde auf ihrem ganzen Umfang, dann die zweite in umgekehrter Richtung und so fort, bis zum Ende des Apparates durchströmt. Das sich bildende Kondenswasser wird jeweils unten an den Mulden entnommen, so daß in das zweite, dritte usw. Muldenstück stets nur reiner Dampf eintritt. Von der letzten

Mulde aus ist dann noch eine Dampfverbindung mit einem unter dem Trockenapparat angeordneten Rippenrohrregister *r* hergestellt. Die Wärmeausnutzung ist bei der getroffenen Anordnung eine ganz vorzügliche und Wärmeverluste sind fast gänzlich ausgeschlossen, denn sämtliche nicht mit dem Trockengute unmittelbar in Berührung kommende Heizflächen, beispielsweise die Außenflächen der Mulden und der angeordneten Dampfkanäle werden wiederum nutzbringend gemacht, und zwar dienen dieselben, unterstützt durch die vorerwähnten Rippenrohre, zur Erwärmung der zur Trocknung notwendigen Luft. Diese Luftkammer wird nach außen hin begrenzt durch zwei Holzwände *y*, zu beiden Seiten in der Länge des ganzen Apparates, dem Gebäudefußboden und durch die Außenflächen der Mulden. Die Luft tritt durch Oeffnungen *s* in dem einen gußeisernen Kopfstück in die Kammer ein, erwärmt sich an den Rippenrohren und den Muldenstücken, tritt am entgegengesetzten Ende durch Kanäle *t* in das Innere der Mulde, durchströmt sie ganz, nimmt das in Dampf verwandelte Wasser des Trockengutes auf und führt es durch einen oben auf der Decke des Apparates angeordneten hölzernen Abzugsschlot *u* über Dach. In dem hölzernen Abzugsschlot ist noch eine Drosselklappe eingebaut, die den Luftdurchtritt entsprechend der Temperaturschwankungen im Freien auszugleichen ermöglicht. In der Vermeidung eines Exhaustors wurde eine wesentliche Kraftersparnis erzielt und dies konnte nur durch die Führung der Luft ohne große Widerstände geschehen.

In der Zuckerfabrik *Artern* steht auch ein Feuertrocknungsapparat, System *Büttner-Meyer* in Betrieb, welcher in 24 Stunden bis zu 350 Zentner Trockengut von tadelloser Qualität liefert. Bei einer richtigen Feuerungsmethode sind hier verbrannte Schnitzel vollständig ausgeschlossen. Zum Entfernen der Flugasche werden jetzt von *Büttner* und *Meyer* Schwemmrinnen in die obere Etage des Ofens eingebaut und erfüllen ihren Zweck großartig. Die Flugasche wird aus dem Ofen in eine Grube herausgespült. Wenn hier und da auch Flugasche in den Schnitzeln enthalten ist, so ist deren Menge vollständig belanglos. Der Apparat „Imperial" kostete bei 100 Zentner Leistung in 24 Stunden etwa 18000 M. Die Anlage von *Büttner-Meyer*, bei der die Gebäude aber doppelt so groß genommen worden sind, wie es nötig sein würde, da der überschüssige Raum als Lagerraum für die Schnitzel benutzt wird, kostete mit dem doppelt großen Gebäude bei 350 Zentner Leistung in 24 Stunden 65000 M. Hier wird jedoch bis 5 und 6 v. H. Wasser heruntergetrocknet und es würde sich demzufolge die Leistung, wenn man die Trockenschnitzel mit 12—13 v. H. Wasser abgeben wollte, noch bedeutend erhöhen. Die Kosten verstehen sich ferner bei der ersteren Anlage ohne Kessel und bei der letzteren, wo der Antrieb elektrisch ist, einschließlich Motor. Die Dampfmaschine ist dabei nicht mitgerechnet. Was schließlich noch den Apparat „Imperial" anbetrifft, so war bei demselben nach 12 wöchentlichem Betriebe in den Rohren absolut keine Rostbildung zu merken. Die Rohre sind vollkommen glatt, da ja die trockensten Schnitzel durch die Röhrenbündel gehen. Irgend ein Verstopfen oder Rosten ist ausgeschlossen. Die Trockenschnitzel kommen mit einer Temperatur von 60—70° C heraus. Die übrigen Rohre, an denen die Schaufeln sitzen, sind von Gußeisen, so daß hier nichts rosten kann.

Sehr günstige Erfahrungen hat *Kořán*[26]) mit der *ununterbrochenen Saturation* gemacht, und zwar nicht mit der sogen. „gleichstromigen" Anordnung, sondern dadurch, daß der Einfluß des Saftes und der Eintritt der Kohlensäure „gegenstromig" gewesen sind. Bei ersterer Anordnung waren nämlich schon nach sieben Tagen die Saturationsgefäße derart mit Schlamm gefüllt, daß eine ununterbrochene Arbeit nicht mehr möglich erschien. Die zweite, sich bestens bewährte Anordnung war die folgende: Der in Schnellstromanwärmern auf 80° C angewärmte Diffusionssaft fließt in den ersten Mischer (Malaxeur) und erhält hier nach Abzug eines jeden Diffusionsgefäßes die nötige Menge Kalkmilch, also soviel, als dem wirklichen Gewicht der Rübe eines Diffuseurs entspricht. Der Saft tritt dann in der Höhe von 1,65 m in das zweite und dritte Mischgefäß, vom letzteren wieder in einer Höhe von 1,65 m in das erste Saturationsgefäß, sinkt hier zu Boden, tritt in das zweite Saturationsgefäß in der Höhe von 1,5 m und steigt vom Boden desselben in das dritte Saturationsgefäß in der Höhe von 1,35 m. Aus dem dritten Gefäß gelangt der Saft vom Boden aus zur Schlammpumpe. Das Saturationsgas strömt in jedem Gefäß gegen den Saftstrom, und das Kohlensäureventil ist im ersten Gefäß fast ganz, im zweiten zur Hälfte und im dritten nur je nach Bedarf zur Einhaltung der gleichen Alkalität geöffnet. Das Zuwärmen des Saftes geschieht nur im dritten Gefäß. Durch ein Abflußventil zur Schlammpumpe regelt der Arbeiter die Höhe des Saftes im letzten Gefäß derart, daß das Saftniveau immer bis zu einem Probierhahn zu stehen kommt, der zur Probeentnahme des Saftes dient. Bei der geschilderten Anordnung ging nun die ununterbrochene Saturation während der ganzen Kampagne (64 Tage) rasch und gleichmäßig von statten. Die Alkalität war stets die gleiche und es konnte fast augenblicklich jede erwünschte Aenderung vorgenommen werden. Die zweite und dritte Saturation sind ebenso eingerichtet, nur mit dem Unterschiede, daß bei jeder dieser Stationen immer nur zwei Gefäße mit einander verbunden sind. Die Kalkzugabe bei der zweiten Saturation geschieht auch nach dem Saftabzug aus jedem Diffuseur, also genau nach der verarbeiteten Rübe. Das Anwärmen erfolgt nur im zweiten Gefäß, aus welchem die Absaugung zur Schlammpumpe stattfindet. Die Vorteile der ununterbrochenen Saturation sind: Einfache und billige Entrichtung, viel einfachere und leichtere Saturation, gleichmäßiger Saftgang, daher kein Stillstand auf der Diffusionsbatterie, harter und gut auslaugbarer Saturationsschlamm, geringerer Dampfverbrauch, gleichmäßiger Gang der Saturationspumpe und des Kalkofens und Ersparnis an Kohlensäuregas, erhöhtere Verarbeitung. Während die Fabrik früher täglich höchstens 4700 Meterzentner Rüben verarbeitete, stieg die Verarbeitung bei der ununterbrochenen Saturation auf 5530 Meterzentner. Bemerkt sei noch, daß das Saturationsgefäß einen genügend großen Fassungsraum besitzen (zumindestens $2^1/_2$ Diffuseurabzüge), und daß die Kalkmilch ganz rein sein muß.

J. v. Hyroß[27]) ist ebenfalls ein Anhänger der ununterbrochenen Saturation, da ihn seine Erfahrungen zu der Ansicht gebracht haben, daß die Arbeit einer Zuckerfabrik um so besser ist, je weniger sie Saturationsgefäße hat. *Hyroß* arbeitet ununterbrochen mit vier Saturationsgefäßen, wobei zwei Saturationen ausreichen, mithin die dritte Saturation entfällt. Die Anordnung geschah in der Weise, daß zwei nebeinander stehende Saturateure durch ein aus zwei Teilen bestehendes Rohr verbunden wurden. Das Rohr kann durch Einschieben einer Blindscheibe derart geteilt werden, daß aus dem Doppelgefäß durch Einlage dieser Scheibe zwei Saturateure entstehen. Aus dem Mischgefäß gelangt der wenig gekalkte Saft in das erste Gefäß, steigt in demselben in die Höhe und fällt in das zweite Gefäß über, dabei wird er von der Kohlensäure durchströmt und fließt aussaturiert ab.

[26]) Zeitschrift f. Zuckerindustrie in Böhmen 1907, 31. Jahrg., S. 521.

[27]) Zeitschrift f. Zuckerindustrie in Böhmen 1907, 31 Jahrg., S. 605.

Wenn auf der Diffusion ein Stillstand eintritt, hört man mit dem Füllen der Mischgefäße auf und es wird dadurch der Saftzufluß zur Saturation unterbrochen. In diesem Falle werden beide Gefäße zu Ende saturiert und in gewöhnlicher Weise abgelassen. Wenn es unmöglich ist, die ganze von der Diffusion kommende Saftmenge auszusaturieren, schließt der Arbeiter teilweise das Zuflußventil und führt dadurch einen Stillstand auf der Diffusion herbei. Der Betriebsleiter muß dann die Ursache der Störung, welche gewöhnlich im Kalkofen liegt, ermitteln. Von Wichtigkeit ist, daß die Mischgefäße weder zu hoch noch zu niedrig sind, weil anfangs der Saft rascher, später aber desto langsamer abfließt; am besten ist es, das Fließen unter gleichen Druck zu stellen. Wenn die Mischgefäße voll sind und der Gehalt des Saturationsgases gleich bleibt, so hat der bedienende Arbeiter fast nichts zu tun. Kommt ein Fehler vor, so verrät sich derselbe sofort durch das Aussehen des Saturationsschlammes, der dann nicht homogen ist. In der Zuckerfabrik Böhm. Brod ging die Arbeit anstandslos von statten; es gab keine nicht aussaturierte Schichten in den Gefäßen und auch keine Verluste an Kohlensäure.

(Fortsetzung folgt.)

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Wellenmesser. (*Ferrié.*) Der Apparat besteht aus einem Schwingungskreis, der mit Hilfe eines Zwischenkreises mit einer von dem zu untersuchenden Strom durchflossenen Drahtschleife gekuppelt wird. In dem Schwingungskreis liegt eine einstellbare Selbstinduktion, ein Kondensator und ein Hitzdrahtamperemeter. Die Selbstinduktion ist durch eine aus 20 Drähten bestehende Primärspule von etwa 250 mm Durchm. gebildet, die in einem als Sekundärspule dienenden, ringförmig gebogenen Kupferrohr von 10 mm Durchm. angeordnet ist. Zur Regelung ist in der Mitte des Ringes ein mit dem einen Ende des Rohres leitend verbundener Hebel angeordnet, der je nach seiner Stellung einen größeren oder kleineren Teil des Rohres kurz schließt. Die scheinbare Selbstinduktion wird hierdurch im Verhältnis 1 zu $^1/_8$ bis $^1/_9$ verändert. Die Eichung des Apparates erfolgt empirisch. Der Meßbereich eines beispielsweise für medizinische Zwecke bestimmten Instrumentes liegt zwischen 450 000 bis 2 000 000 Wechseln i. d. Sekunde bezw. 150 bis 600 m Länge der Wellen. (L'Industrie électrique 1907, S. 207.) *Pr.*

Oszillograph. (*Abraham.*) Die von *Carpentier* herrührende neue Bauart dient dazu, Wechselstromkurven auf einen Wandschirm zu projizieren. Der auf seine Kurvenform zu untersuchende Wechselstrom wird durch die Primärwicklung eines aus dünnen Eisenblechlamellen aufgebauten Elektromagneten besonderer Form geschickt. Parallel zu dieser Wicklung ist eine an Kokonfäden aufgehängte, aus einer Drahtwindung bestehende Sekundärspule angebracht, die in ihrer Mitte mittels einer Brücke ein Spiegelchen trägt. Die ganze Anordnung ist in dem Felde eines permanenten Hufeisenmagneten angebracht.

Der die primäre Wicklung durchfließende Wechselstrom induziert in der sekundären Spule einen Strom, die infolgedessen in Horizontalschwingungen versetzt wird. Mittels eines rotierenden Spiegels oder Prismas muß dann in bekannter Weise dem von dem Spiegel zurückgeworfenen Lichtstrahl noch eine Vertikalbewegung gegeben werden. (L'Electricien 1907, S. 279—280.) *Pr.*

Wattmeter. (*Chauvin* und *Arnoux.*) Die feststehende Spule wird aus zwei rechteckigen Rahmen gebildet, die parallel zur Drehachse der beweglichen Spule angeordnet sind. Letztere besteht gleichfalls aus zwei Teilen, deren obere Seiten als wagerechte Halbkreise geformt und deren senkrechte Seiten gerade sind. Beide Spulen kehren die Oeffnungen der Halbkreise einander zu, so daß die oberen und unteren Flächen der Doppelspule kreisförmig sind. Die Skala des Instrumentes ist vollkommen gleichmäßig. (L'Industrie électrique 1907, S. 204.) *Pr.*

Hitzdrahtinstrument. (*Meylan.*) Der zu messende Strom durchfließt nicht den Hitzdraht, sondern einen um den Hitzdraht herumgeschlungenen isolierten Draht. In dem letzteren werden höchstens 1,5 Watt bei einer Stärke des Hitzdrahtes von 0,13 mm verbraucht. Für den Ausschlag des in üblicher Weise mit dem Hitzdraht verbundenen Zeigers erscheint ein Strom von nur 0,15—0,2 Amp. erforderlich. (L'Industrie électrique 1907, S. 203.) *Pr.*

Eisenbeton.

Betondecken mit Profileiseneinlagen. (*Weidmann.*) Biegungsfeste Profileiseneinlagen sind den Rundeiseneinlagen vorzuziehen, da sie vor der Erhärtung des Betons die Gebäude nach Art einer Balkenlage bereits aussteifen und eine leichte Befestigung der Schaltung ermöglichen, so daß nur wenige Absteifungen erforderlich sind. Außerdem wird die Herstellungszeit der Decken von der Ausführung der Mauerarbeiten ziemlich unabhängig, so daß letztere wegen der Herstellung der Decken nicht unterbrochen werden brauchen. Bei richtiger Wahl der Profileisen sind die Kosten für diese und für Rundeisen nahezu gleich, da letztere einen höheren Einheitspreis haben.

Für zwei Decken von 400 bezw. 300 $^{kg}/_{qm}$ Nutzlast und 12 m Lichtweite sind zum Vergleich der Kosten sechs verschiedene Plattenbalkenanordnungen berechnet. Dieselben unterscheiden sich nur durch die Eiseneinlagen, während der Betonquerschnitt für alle Decken derselbe ist. Die Entfernung der Balken beträgt 2,95 m. Die Platte ist 14 cm stark, der Balken 70 cm hoch und 33 cm breit.

Bei der Nutzlast von 400 $^{kg}/_{qm}$ sind als Einlagen in den verschiedenen Decken gewählt: 1. Differdinger I 25 B, 2. Differdinger I 20 B und 4 Rundeisen von 26 mm Durchm., 3. I N. P. 45, 4. 2 I N. P. 27, 5. 2 Bulbeisen No. 26, 6. 11 Rundeisen von 30 mm Durchm.

Diese Eiseneinlagen sind so gewählt, daß die Widerstandsmomente auf Druck und Zug bei sämtlichen Decken nahezu gleich werden, so daß die Beanspruchungen aus der Aufnahme des größten Biegungsmomentes von rd. 520 000 $^{cm}/_{kg}$ nahezu gleich werden. Es ergeben sich Betondruckspannungen zwischen 31,2 und 34,5 $^{kg}/_{qcm}$ und Eisenzugspannungen zwischen 1120 und 1217 $^{kg}/_{qcm}$.

Hierbei schwanken die Eisenquerschnitte zwischen 77,7 qcm bei 11 Rundeisen von 30 mm Durchm. und 147 qcm bei I 45, also um nahezu 100 v. H.

Die letztere Einlage ist also am ungünstigsten. Trotz des großen Eisenquerschnittes erleidet diese Decke die größten Beanspruchungen, weil der obere Teil des Profileisens infolge der Nähe der Nullinie fast gar nicht ausgenutzt wird. Die Kosten für die Eiseneinlage, bezogen auf das laufende Meter des Betonbalkens, betragen bei Rundeiseneinlagen 12,73 M., bei der Einlage von I 45 sogar 23,08 M. Am günstigsten zeigt sich die Anordnung, bei der Differdinger I 20 und 4 Rundeisen von 26 mm Durchm. verwendet werden. Das Eisen kostet 12,94 M., also nur wenig mehr als bei Rundeisen allein, während die Schalungskosten billiger sein werden, da an Absteifungen gespart wird. Bezieht man die Kosten der Eisen-

einlagen auf das qm Decke, so erhält man 4,32 M., bezw. 7,8 M. bezw. 4,39 M. Für die Decke mit 300 kg/qm Nutzlast erhält man ähnliche Ergebnisse.

Für Verbundbalken mit kleineren Stützweiten ist die Materialausnutzung bei Verwendung von biegungsfesten Profileisen weniger günstig.

Doch werden diese Decken stets billiger wie Betondecken zwischen I-Trägern. Im vorliegenden Falle würde bei gleicher Trägerentfernung Differdinger I 60 erforderlich werden, mit rd. 17,50 M. f. d. qm Trägerkosten.

Die Berechnung der Decken mit Profileiseneinlagen erfolgt entweder durch Zeichnung mit Kraft- und Seileck oder durch Rechnung nach Formeln, welche angegeben sind. Die Berechnung ist umständlicher als bei Eisenbetondecken mit Rundeiseneinlagen. Es lassen sich aber leicht für die verschiedenen Anordnungen Tabellen der Widerstandsmomente zusammenstellen, so daß sich die Berechnung bei Benutzung derselben sehr vereinfacht.

Durch ein Zahlenbeispiel wird nachgewiesen, daß die zulässige Haftspannung am Umfange der Profileisen nicht überschritten wird. Die über das zulässige Maß hinausgehenden Schubspannungen in den Betonbalken werden durch Bügel aufgenommen, die mit dem oberen Flansch der Profileisen verbunden und in der Deckenplatte an zwei in der Rippenrichtung durchlaufende Rundeisen aufgehängt sind. Hierdurch wird eine gute Zusammenwirkung von Zug- und Druckgurt erzielt. (Beton und Eisen 1907, S. 202—205.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Elektrotechnik.

Einphasen-Wechselstrombahnen. (*Armstrong* und *Storer.*) Zur Zeit wird fast nur Wechselstrom von der Frequenz 25 verwendet, jedoch wird vorgeschlagen, 15 Perioden anzuwenden. Ein 25 Perioden-Motor wiegt 50 v. H. mehr als ein 15 Perioden-Motor und 30 v. H. mehr als ein Gleichstrommotor, sofern man die Stundenleistung in Betracht zieht. In bezug auf die Dauerleistung ist der Gewichtsunterschied nur 25 und 29 v. H. Bei Bahnen wird jedoch das geringere Gewicht des 15 Periodenmotors durch das um 30 v. H. vermehrte Gewicht des Transformators aufgewogen. Der 15 Perioden-Motor ist dem 25 Perioden-Motor in bezug auf das Bürstenfeuer überlegen, wenn er auch einem Gleichstrommotor nicht gleichkommt. In letzter Zeit sind indessen Wechselstrommotoren gebaut worden, die in bezug auf das Feuer die bisherigen Gleichstrommotoren erreichen, ohne allerdings so gut zu sein, wie die neuesten Gleichstrommotoren mit Wendepolen. Weder das Gewicht noch das Bürstenfeuer nötigen somit zur Einführung einer neuen Periodenzahl. Da ferner über Turbo-Generatoren für 15 Perioden wesentlich weniger Erfahrungen vorliegen, als über solche für 25 und für die letztere Periodenzahl, die im Kraftwerk und an der Strecke nötigen Transformatoren leichter werden, so liegt auch für die Speisung kein Grund zu einer Aenderung vor. *Armstrong* ist daher der Meinung, daß keine Vorteile für die neue Frequenz erkennbar sind.

Den entgegengesetzten Standpunkt vertritt *Storer.* Er legt der Tatsache, daß ein 255 PS-Motor für 25 Perioden bei derselben Temperaturerhöhung 300 PS leistete, wenn Strom von 15 Perioden zur Speisung benutzt wurde, den größten Wert bei; da außerdem nur die Feldspulen die Wärmegrenze erreichten, so folgert er, daß mit anderen Spulen 325—340 PS aus dem Motor herauszuholen sind. Von 15 Perioden hat daher der schwere Lokomotivbetrieb besondere Vorteile, denn es hat sich gezeigt, daß in den meisten Fällen die elektrische Ausrüstung zur Erzielung des nötigen Adhäsionsgewichtes ausreichte und der Einbau von Ballast nicht nötig war. Setzt man den Fall, daß eine Lokomotive einen 400 Tonnen-Zug entweder auf großen Steigungen zu schleppen oder auf der Wagerechten mit großer Geschwindigkeit zu befördern hat, so ist hierzu eine etwa 140 t schwere Lokomotive mit vier je etwa 500 PS-Motoren für 15 Personen ausreichend. Das gesamte zu befördernde Gewicht beträgt somit 540 t. Soll eine Lokomotive für 25 Perioden demselben Zweck dienen, so sind etwa sechs Motoren nötig, wobei die beiden hinzugekommenen Motoren und der zugehörige mechanische Teil das Lokomotivgewicht auf 185 t erhöhen. Das Zuggewicht wird dann 585 t betragen und somit 8 v. H. höher sein. Außerdem würden die Motoren um 50 v. H. und auch der mechanische Teil um einen ziemlichen Betrag teurer sein, während die Ersparnisse an den Transformatoren durch den Preis der Regelungsvorrichtungen der hinzugekommenen Motoren wieder aufgewogen werden. Auch für Lokomotiven, die besonders für den Güterverkehr bestimmt sind, sowie auch für andere Fälle, bemüht sich *Storer,* die Ueberlegenheit der 15 Perioden nachzuweisen und führt als warnendes Beispiel für die Wahl einer unrichtigen Größe die übliche Spurweite an, die, einmal gewählt, nicht wieder verlassen werden kann, und den Bau von Lokomotiven, für Dampfbetrieb ebenso wie für elektrischen Betrieb, sowie auch den Bau von Wagen in arger Weise behindert. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 1136—1140.) *Pr.*

Elektrische Kraftversorgung. (*Marchena.*) Das mehrere Departements umfassende Küstengebiet in Südfrankreich, das sich zwischen der italienischen Grenze und dem Rhône-Fluß und nördlich hinauf bis in die Nähe der Städte Avignon und Orange erstreckt, wird gegenwärtig so gut wie ausschließlich von einer einzigen großen Gesellschaft, *L'Énergie Électrique du Littoral Méditerranéen* mit elektrischem Strom versorgt. Diese Gesellschaft ist im Jahre 1900 aus der Vereinigung der französischen *Thomson-Houston-Gesellschaft* und der *Compagnie des Grands Travaux de Marseille* hervorgegangen und besitzt gegenwärtig folgende Wasserkraftanlagen: Am Flusse Var das Kraftwerk Mescla mit drei Maschinengruppen von je 800 PS Leistung und das Kraftwerk Plan-du-Var mit drei Maschinengruppen von je 1000 PS, abgesehen von drei weiteren, ebenso großen Maschinengruppen, die ausschließlich zur Versorgung einer chemischen Fabrik bestimmt sind. Ferner am Flusse Loup das gleichnamige Kraftwerk mit vier Maschinengruppen von je 1000 PS Leistung. Diese Kraftwerke, die alle mit hydraulischen Turbinenregulatoren versehen sind, versorgen insbesondere das Straßenbahnnetz der Stadt Nizza und arbeiten mit einer unterirdisch verlegten Kabelleitung für 11 000 Volt Spannung. In den letzten Jahren sind zu den genannten Werken hinzugekommen die Anlage am Siagne-Fluß mit vier Maschinengruppen von je 2500 PS und am Argence-Fluß mit drei Maschinengruppen von je 1000 PS Leistung, Kraftwerke, die insbesondere bestimmt sind, die Stadt Toulon zu versorgen, daneben aber auch die Aufgabe haben, die älteren Kraftwerke, die namentlich in der Reisezeit den Bedarf von Nizza nicht mehr decken können, zu entlasten. Endlich hat die Gesellschaft vor kurzem auch die Versorgung der Stadt Marseille mit elektrischem Strom in die Hand genommen; ein Wasserkraftwerk an der Durance, einem Nebenfluß der Rhône, das vor einiger Zeit fertiggestellt worden ist, und das über ein Gefälle von 24 m verfügt, enthält fünf Maschinengruppen von je 3500 PS, ist also das größte Kraftwerk der Gesellschaft, während ein zweites am Flusse Verdon, das sich noch im Bau befindet und über ein Gefälle von 150 m verfügt, mit 18—20000 PS Leistung noch größer werden soll. Von diesen beiden Kraftwerken wird der Strom mit 50 000 Volt in Freileitungen bis nach Marseille sowie nach den kleineren Orten an der Rhônemündung übertragen werden. Bemerkenswert ist, daß alle genannten Wasserkraftwerke mit ziemlich günstigen Wasserverhältnissen arbeiten, und sogar in der wasserärmsten Zeit noch über mindestens den halben Kraftvorrat verfügen. Nichtsdestoweniger betreibt die Gesellschaft daneben auch eine Reihe von Dampfkraft-Elektrizitätswerken, die zum Teil von den früheren Inhabern mit übernommen und weiter ausgebaut, zum Teil ganz neu errichtet und mit Dampfturbinen, Bauart *Curtis,* bis zu 1500 PS versehen worden sind. In einem dieser Werke soll demnächst sogar eine 5000 PS-*Curtis*-Turbodynamo zur Aufstellung gelangen. Die Dampfkraftwerke übernehmen zur Zeit des größten Strombedarfes noch

immer bis zu 40 v. H. der insgesamt gelieferten Leistung. (Mémoires et Compte rendu des Travaux de la Société des Ingenieurs Civils de France 1907, S. 43—79.) *H.*

Materialienkunde.

Homöotropie. *(Lehmann.)* Theorie und Experiment zeigen in der mechanischen Technologie nicht die wünschenswerte Uebereinstimmung. Durch Beobachtung des Verhaltens der flüssigen Kristalle fand der Verfasser als einen Hauptgrund der Abweichung die „Homöotropie". — Die meisten einer Verarbeitung unterzogenen Materialien sind nur quasi-isotrop; sie sind mikrokristallinisch, doch kommen die polaren Wirkungen nach außen für gewöhnlich nicht zur Erscheinung, da die einzelnen Kristallindividuen nach den verschiedensten Richtungen gelagert sind. So lange die Formänderungen vollkommen elastische sind, weichen diese Materialien in ihrem Verhalten von Isotropen nicht ab. Infolge der Homöotropie tritt aber eine Aenderung ein, sobald das Fließen beginnt, da sich hierbei die Kristallachsen gesetzmäßig einstellen. Die so geänderten Teile des Körpers weisen in der Richtung des Fließens eine meist viel niedrigere Elastizitätsgrenze und innere Reibung auf.

Zum Studium der Erscheinungen eignen sich mikroskopische Beobachtungen beanspruchter Körper im polarisierten Licht. Es erklärt sich die 1879 von *Marangoni* entdeckte Tatsache, daß beim Durchschneiden von aus weichen Kristallen bestehenden Stoffen (Talg, Wachs, Stearin, Paraffin) mittels eines Drahtes ein Teil des verdrängten Materials zu beiden Seiten des Werkzeugs in Form dünner Blättchen hervorquillt. — Die Richtungen des Fließens ergeben sich aus dem Verlaufe der Hauptspannungen vor Erreichung der Elastizitätsgrenze; sie sind zu letzteren unter 45° geneigt. Ihre theoretische Bestimmung durch Konstruktion oder durch Rechnung ist nur in sehr wenigen Fällen gelungen; bei weichen Substanzen (Kautschuk, Gallerte) findet man sie aus den Verzerrungen eines aufgezeichneten quadratischen Netzes oder aus einer Reihe von Kreisen, bei durchsichtigen Körpern aus den Auslöschungsrichtungen zwischen gekreuzten Nicols.

Der Verfasser beschreibt, wie sich die Homöotropie an Torsionsversuchen mit Scheiben aus Marineleim und Schmierseife, beim Eindrücken eines zylindrischen Stempels in Blei, Zinn und Zink geltend macht; erklärt, daß, da für anisotrope Medien die Richtungen des Fließens nicht mehr unter 45° zu den Hauptspannungen geneigt sind, die Gleitlinien der *Hartmann*schen Figuren an kristallinischen Stoffen unter anderen Winkeln verlaufen als an amorphen; bespricht das Verhalten von Körpern, deren molekulare Eigenschaften sich durch die Wirkung äußerer Kräfte ändern. —

Ueberschreitet an einer Stelle die Zugspannung die Kohäsion, so tritt ein Sprung auf. Die Sprungfläche verläuft senkrecht zur Richtung der Zugspannungen. Hat man also die Hauptspannungsrichtungen und die Orte der größten Zugspannungen, so kann man bei isotropen Körpern die Richtungen und Lagen der zu erwartenden Sprünge angeben. Bei Kristallen bedingt die Anisotropie jedoch wesentliche Abweichungen (Spaltbarkeit!). In kristallinischen Körpern erfolgt die Bildung der Sprünge ähnlich wie bei isotropen. Tritt aber vor dem Bruch ein Fließen ein, so ändert sich das Bild infolge der Homöotropie. *Rinne* hat an Marmor beobachtet, daß die Sprünge den Gleitlinien folgen. — Auch amorphe Körper können durch Dehnung anisotrop werden, weil sie nicht aus gleichartigen, sondern aus verschieden beschaffenen Molekülen bestehen. (Physikalische Zeitschrift 1907. Nr. 11, S. 386—391.) *A. L.*

Schiffbau.

Schiffsschrauben. (*Helling.*) *Fritz Egnell* in Stockholm hat mit einem Motorboot eine Reihe von Schraubenversuchen ausgeführt, bei denen vier Schrauben untersucht wurden: 1. mit normaler Form, senkrechter, geradliniger Erzeugenden und unveränderlicher Steigung; 2. mit gekrümmter, nach hinten geneigter Erzeugenden und ebenfalls unveränderlicher Steigung; 3. ein *Lorenz*-Propeller; 4. ein *Zeise*-Propeller. Das Boot ist mit einem *Körting*-Motor von normal 20 PS bei 800 Uml./Min. ausgerüstet und hat bei schlanker Tetraederform 11,5 m Länge, 2,15 m Breite und 3,75 t Wasserverdrängung. Die Hauptdaten und die Ergebnisse der einzelnen Schrauben sind unten zusammengestellt.

	Propeller No. 1	Propeller No. 2	Propeller nach *Lorenz*	Propeller nach *Zeise*
Durchmesser . . . mm	500	480	i. Mittel 600	i. Mittel 534
Steigung . . . . mm	544	490	428	445
Abgewickelte Fläche qdcm	12,6	6,84	24	9,15
Uml. i. d. Min.	780	880	850	800
Leistung . . . . PS	19,5	22	21,2	20
Geschwindigkeit Seemeil.	8,45	8,8	7,89	10,14
Slip . . . . . . v. H.	38,5	37	33	15
Vorherige Annahme des Konstrukteurs: Geschwindigkeit Seemeilen	11	—	10	9,75
Vorherige Annahme des Konstrukteurs: Uml./Min. . .	800	—	800	800

Auffallend ist besonders das ungünstige Ergebnis der *Lorenz*-Schraube und die bedeutende Leistung des *Zeise*-Propellers. Letzteres wird auf die glückliche Wahl von Durchmesser, Steigung und Fläche, und auf die Anordnung der Steigung zurückgeführt, welche dem wirklichen Strömungsverlauf mehr entspricht als die der anderen untersuchten Schrauben. (Z. d. V. deutscher Ingen. 1907, S. 1348—1350.) *Ky.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Fahrleitung für elektrische Bahnen. (*Simmons.*) Für die Kettenlinienaufhängung der Fahrleitung in der Umgegend von *Milwaukee* werden 10,7 m lange Holzmaste verwendet, die 2,13 m tief in den Erdboden in einem Betonsockel von 200 mm Querschnittkante eingesetzt werden. Hierbei wird in Höhe der Sockeloberkante um den Mast ein Holzring von 40 mm Dicke und 75 mm Höhe gelegt. Nach dem Abbinden des Betons wird dieser Holzring wieder entfernt und die ringförmige Nut mit einer Mischung von Steinkohlenteer und Asphalt ausgegossen, die sich innig an den Holzmast anlegt und das Hineinsickern von Wasser in den Betonsockel verhindert.

An den Masten werden etwa 2 m lange, aus Gasrohr von 50 mm Durchm. bestehende Ausleger mittels eines Fußes und zweier Schrauben, sowie eines 1500 mm höher angeschraubten Spanndrahtes von 8 mm Durchm. befestigt. Auf dem Gasrohr ist der Porzellanisolator an der Lagerung des Tragseiles befestigt.

In der Geraden ist an jedem sechsten Mast eine 760 mm lange Strebe aus präpariertem Hickoryholz mit Endbeschlägen aus Metall am Ausleger einerseits und an der Fahrleitung andererseits befestigt, um letztere am Schwingen zu verhindern. In den Kurven sind zur Aufnahme des Seitenzuges an jedem Mast eine solche Strebe und außerdem noch Spanndrähte angebracht. (Street Railway Journal 1907, Bd. II, S. 159—161.) *Pr.*

Fahrdrahtaufhängung. (*Cole.*) Um bei elektrischen Bahnen das Herabfallen von in der Nähe der Aufhängung abbrechenden Fahrdrähten zu verhindern, sind in einigem Abstande zu beiden Seiten jeder Aufhängung Hilfsdrähte angelötet. Diese Hilfsdrähte sind durch Oesen, die zu beiden Seiten des Tragisolators isoliert auf der Aufhängung sitzen, hindurchgeführt und dahinter mit einem Bund versehen. Bei einem Bruch wird somit das Ende des gerissenen Fahrdrahtes durch den Hilfsdraht am Herabfallen gehindert. (Electrical Review 1907, Bd. II, S. 149.) *Pr.*

Technische Chemie.

Mischungen von flüssigem Sauerstoff und Stickstoff. *A. Stock* und *C. Nielsen* stellten sich sehr reinen *Sauerstoff* von

99,8—99,9 v. H. her, indem sie in einem einseitig zugeschweissten Eisenrohr von 1 m Länge und $4\frac{1}{2}$ cm lichter Weite eine Mischung von 700 g getrocknetem chlorsaurem Kali und 100 g Manganoxyduloxyd erhitzten. Das Manganoxyduloxyd war durch Glühen von gepulvertem Braunstein erhalten werden. Erhitzte man langsam und war das Manganoxyduloxyd frei von Dioxyd, so enthielt der entwickelte Sauerstoff kein Chlor. Nimmt man mehr als die angegebene Menge Manganoxyduloxyd, so wird der Sauerstoff unrein. *Stickstoff* wurde durch Erhitzen einer Lösung von 185 g Natriumnitrit, 185 g Ammoniumchlorid und 95 g Kaliumbichromat gewonnen; es wurden so 80 l Stickstoff erhalten.

Um den Stickstoff zu verflüssigen, wurde mit flüssiger Luft gekühlt, deren Verdunsten durch einen eingeleiteten kräftigen Wasserstoffstrom beschleunigt wurde, so dass ihre Temperatur auf — 200° sank.

Da der flüssige Stickstoff die Dichte 0,8 (Wasser = 1), flüssiger Sauerstoff die Dichte 1,2 hat, so lässt sich der Stickstoff bequem über den Sauerstoff schichten. Beim Vermischen beider Flüssigkeit steigt die Temperatur ein wenig, bei 10,5 cm Stickstoff und 8 cm Sauerstoff um $\frac{1}{2}$°; dabei nimmt das Volumen um $\frac{1}{2}$ v. H. ab.

Durch Absieden lassen sich reiner Stickstoff und reiner Sauerstoff wohl vollständig trennen. Beim Abdunsten flüssiger Luft hinterbleibt dagegen etwas Stickstoff und Argon im Flüssigkeitsrest: als 70 ccm flüssiger Luft mit 15,8 v. H. Stickstoffgehalt bis auf 10 ccm verdampft waren, enthielt dieser Rest noch 0,4 v. H. Stickstoff und Argon; als dagegen 30 ccm einer reinen Sauerstoffstickstoffmischung mit 11,6 v. H. Stickstoff bis auf 7 ccm eingedunstet waren, enthielt dieser Rückstand nur noch 0,1 v. H. Stickstoff. (Bericht der Deutschen chemischen Gesellschaft 1906, S. 3393—3397.) *A.*

Wasserbau.

Regen- und Abflußmengen. (*Keller.*) Kenntnis der größten minutlichen Abflußmengen, wie sie bei großen meist keine Stunde anhaltenden Platzregen vorkommen, ist für viele wasserbauliche Zwecke notwendig, z. B. für Bemessung der Stadtentwässerungen, Eisenbahndurchlässe, Kanaldücker, Entlastungsanlagen von Talsperr-Sammelbecken usw. Bei Platzregen ist mit der minutlichen, bei Landregen mit der stündlichen Regenstärke (in der Zeiteinheit gefallene Regenmenge) zu rechnen. Für die Bemessung der von den Brauchwasserkanälen getrennten Regenwasserkanäle ist die größte Abflußmenge eines Platzregens um so mehr entscheidend, als sie bei einem ziemlich bevölkerten Stadtteil von 360 Einwohnern f. d. Hektar 40—60 Sekundenliter vom Hektar beträgt, gegen 1 Sek.-lit./ha für Brauchwasser. In das Kanalnetz geht nur ein gewisser Bruchteil des Regenwassers über, bei gut durchlässigem Gelände nur etwa 10 v. H., bei starkem Gefälle und wenig durchlässigen Straßendecken bis 70 v. H. Bei lang anhaltenden Regenfällen nimmt dieses Abflußverhältnis zu. Als Durchschnittswert kann bei Stadtteilen mit geschlossener Bebauung 60 v. H. angenommen werden. Nach Aufhören des Regens dauert der Abfluß fort, diese Verzögerung gestattet eine Verringerung der Kanalquerschnitte und wird häufig nach einer Verzögerungsformel berechnet. Als maßgebend für die Leistungsfähigkeit der Entwässerungskanäle nimmt man in Deutschland Regenmengen von 70—150 Sek.-lit./ha, d. h., da 1 mm minutliche Regenstärke 167 Sek.-lit./ha bedeutet, 0,42—0,90 mm/Min. Höchste annehmbare Ziffer 200 Sek.-lit./ha = 1,20 mm/Min. Zwischen Dauer (Min.) und Stärke (mm/Min.) starker Regengüsse ist eine gesetzmäßige Beziehung nachgewiesen, dagegen nicht zwischen Stärke und Dauer der Platzregen einerseits und mittlerer Jahresmenge des Niederschlages andererseits. Scheidet man die starken Regenfälle eines Gebietes (Provinz) nach ihrer Dauer in Gruppen, indem man für jede Gruppe eine bestimmte Minimal- und Maximalstärke festsetzt, und trägt man die Werte der Regenstärke (Intensität i in mm/Min.) als Ordinaten, die Werte der Regendauer (t in Minuten) als Abscissen auf, so ergeben sich regelmäßige Regenstärkenkurven von Hyperbelform. Diese Kurven zeigen, daß die Stärke der Platzregen überall mit ihrer zunehmenden Dauer abnimmt. So ist z. B. für die Regendauer von 5 Minuten die mittlere Platzregenstärke 1,75 mm/Min., dagegen für 180 Minuten Dauer nur 0,31 mm/Min. Eine ähnliche Beziehung ist auch bei Landregen festzustellen, nach deren Stärken sich die Abflußmengen für *große* Entwässerungsgebiete bestimmen. Einer Regendauer von 1 Stunde entspricht bei Landregen in regnerischen Gebieten eine Stärke von 78 mm/Std., in regenarmen 70,8 mm/Std., dagegen einer Regendauer von 144 Stunden eine Regenstärke von 3,5 mm/Std. bezw. 1,2 mm/Std. Für die Beziehungen der größten Tagesmengen der Monate und des Jahres (Tagesmaxima) zu den Mittelwerten besteht die Regel, daß die Tagesmaxima an trockenen Orten relativ größer sind als an nassen. Gerade *trockene* Orte neigen zu exzessiven Niederschlägen. Es ist demnach nicht zulässig, die an einem bestimmten Ort gemachten Beobachtungen auf einen anderen Ort durch proportionale Vergrößerung oder Verkleinerung zu übertragen. Die Erfahrung, besonders an den Notauslässen der Berliner Entwässerungsanlagen, hat gelehrt, daß die größte Regenmenge eines Tages keinen Maßstab für die Berechnung der Leistungsfähigkeit von Stadtentwässerungen gibt. Bei der Bemessung von Stadtentwässerungen sind in erster Linie die in kurzer Zeit fallenden starken Regengüsse zu beachten. Die Gesetze der jahreszeitlichen und räumlichen Verteilung der Land- und Platzregen sind noch nicht genügend geklärt, starke Platzregen finden jedoch vor allem in breiten Niederungen, flachen Geländerücken, auf Hochebenen und Leeseiten der Gebirge statt, wo gute Verdunstungsbedingungen, aber ungünstige Bedingungen für die Kondensation des von großen Luftströmungen zugeführten Wasserdampfes vorhanden sind. (Zentralblatt der Bauverwaltung 1907, S. 321—324, 328—332.) *S.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Hilfsbuch für Elektropraktiker. Begründet von *H. Wietz* und *C. Erfurth.* Neu bearbeitet von *W. Fuhrmann* und *C. Erfurth.* Sechste vermehrte und verbesserte Auflage. Erster Teil. Mit 232 Abb. Leipzig, 1907. Hachmeister & Thal. Preis geb. M. 2,50.

Heißdampfmaschinenanlagen ihre Wirtschaftlichkeit und Wartung. Nebst einem Anhang: Kosten der Dampf- und Gaskraft. Von *Max Schmidt*, Ingenieur und Direktor. Hirschberg i. Schl. Aus der Praxis für die Praxis. Berlin 190. A. Seydel. Preis geh. M. 4,—.

Die natürlichen Bau- und Dekorationsgesteine. Ein Hilfsbuch für Schule und Praxis. Von *Heinrich Schmid*, k. k. Professor an der Staatsgewerbeschule zu Wien. Zweite, erweiterte Auflage. 1905. Karl Graeser & Cie. Wien, B. G. Teubner, Leipzig. Preis geb. M. 2,20.

Druck- und Geschwindigkeits-Verhältnisse des Dampfes in Freistrahlgrenzturbinen. Von Dr.-Ing. *Oskar Recke*-Rheydt. Mit 67 Abb. und 3 Tafeln. Sonderabdruck aus der Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen. 1906. München und Berlin 1907. R. Oldenbourg. Preis geh. M. 2,50.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 43. Berlin, 26. Oktober 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Der Einphasen-Wechselstrommotor.

Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen.

Von Dipl.-Ing. **A. Linker.**

(Fortsetzung von S. 659 d. Bd.)

II. Abschnitt.

Asynchronmotoren oder Induktionsmotoren.

Diese Motoren besitzen allgemein einen feststehenden Eisenring (Stator) mit einer Wicklung, die vom Wechselstrom durchflossen wird, und eine darin rotierende Wicklung, die entweder als Phasen- oder Käfiganker ausgebildet ist und das für das Drehmoment erforderliche Feld erzeugen soll. Während nun der Synchronmotor zur Erregung des Magnetfeldes einen gleichgerichteten Strom braucht, wird bei dieser Gruppe von Motoren der zur Erzeugung des Feldes notwendige Strom im Rotor vom Stator oder primären Teil aus durch Induktion hervorgerufen. Der Induktionsmotor wirkt daher wie ein Transformator mit beweglicher Sekundärwicklung. Da er ferner zur Erzeugung einer E. M. K. im Rotor mit einer kleineren als der synchronen Geschwindigkeit laufen muß, so bezeichnet man ihn auch deswegen als Asynchronmotor.

Er läuft aus der Ruhelage ohne besondere Hilfsmittel nicht an, da hierbei kein Drehmoment entwickelt wird. Erteilt man dem Rotor jedoch in beliebiger Richtung eine kleine Anfangsgeschwindigkeit, so erzeugen die infolge der Rotation im Statorfelde in der Rotorwicklung induzierten Ströme ein Querfeld, das mit dem Statorfeld zusammen ein Drehfeld hervorruft, wodurch bei genügender Stärke desselben der Motor unbelastet auf seine normale Tourenzahl kommt, die nur wenig vom Synchronismus abweicht. Dann kann er belastet werden und ändert zwischen Leerlauf und Vollast seine Geschwindigkeit nur um etwa 5 bis 8 v. H. Die Geschwindigkeitskurve entspricht also derjenigen eines Gleichstrom-Nebenschlußmotors. (Motor mit konstantem Feld.)

Die normale Leistung dieser Klasse von Motoren beträgt ungefähr 70 v. H. im Vergleich zu einem ebenso groß dimensionierten Drehstrommotor. Durch geeignete Hilfsvorrichtungen kann man auch den Asynchronmotor zum Anlauf bringen. Er entwickelt aber auch dann nur ein geringes Anzugsmoment, das selbst bei Schleifringankern und Anlaßwiderständen etwa 50—100 v. H. des normalen beträgt bei einer Stromaufnahme von $^3/_4$—$^5/_4$ des Normalstromes. Außerdem ist der Leistungsfaktor beim Anlauf infolge der starken Phasenverschiebung klein. Der Motor eignet sich daher wenig für Hebezeuge, da diese ein großes Anlaufsmoment und hohe Ueberlastungsfähigkeit erfordern, und ebensowenig für Bahnbetrieb. Man hat jedoch verschiedene Konstruktionen ausgebildet, um dem Motor seine ungünstigen Eigenschaften zu nehmen.

Ein asynchroner Motor, allerdings auf einem anderen Prinzip als die normalen Ausführungen beruhend, ist zuerst von *F. Borel* und *E. Paccaud* (**9**, **11**) angegeben worden. Die Konstruktion[13]) ist etwa folgende: Innerhalb der Pole eines hufeisenförmigen Elektromagnets *M* (Fig. 12) ist frei drehbar eine Eisenscheibe *E* angeordnet. Umgeben wird sie von einem feststehenden mit der Magnetwicklung hintereinander geschalteten Solenoid *S*. Bei Gleichstrom tritt keine Rotation auf. Ist dagegen der Strom wechselnd oder intermittierend, so entsteht infolge der in dem Hufeisenmagnet induzierten Wirbelströme und der dadurch bedingten magnetischen Verzögerung seines Feldes ein sogenanntes Hysteresisdrehmoment. Der Motor hat jedoch keine praktische Bedeutung erlangt, jedenfalls weil die Leistung zu gering ist.

Fig. 12.

Da ein gewöhnlicher Einphasen-Induktionsmotor aus der Ruhelage nicht von selbst anläuft, weil die Achsen des Ankerfeldes und des Magnetkraftflusses zusammenfallen, so zerlegen *L. B. Atkinson* und *W. Goolden* (**15**) die Ankerwicklung in zwei gleichgewickelte Hälften und schalten die Spulen des einen Teils mit denjenigen des anderen Teils in Reihe, welche um eine halbe Polteilung gegen die Spulen des ersten Systems verschoben sind. Die Wicklungen der beiden Magnetsysteme werden in Reihe geschaltet und vom Hauptstrome gespeist. Auf diese Weise sollen die Spulen der einen Ankerhälfte transformatorisch wirkend in der anderen einen Strom erzeugen, der mit dem Feld eines Magnetsystems zusammen ein Drehmoment hervorruft und deswegen motorisch wirkt. Die Anordnung ist jedoch nur ein zweiteiliger Motor und besitzt keine Vorteile.

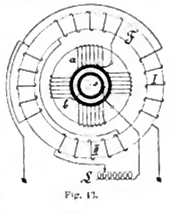


Fig. 13.

Auf andere Weise erhält *W. Mordey* (**16**) bei einem Asynchronmotor ein Anlaufsmoment, indem er nach Fig. 13

[13]) E. T. Z., Aug. 1889, S. 416.

auf dem Eisenring des Feldsystems F Spulen (II) anbringt, welche durch die Schleifringe s von der Ankerspule b einen Strom erhalten, der durch Transformation von seiten der Primärspulen I des Hauptfeldes hervorgerufen wird. Das hierbei von den Spulen II erzeugte Feld steht senkrecht zum Ankerfeld und ergibt mit diesem Ankerstern zusammen ein Drehmoment, wodurch der Anker zum Anlauf kommt. Nun kann die in sich geschlossene Wicklung a wie bei einem normalen Induktionsmotor mitarbeiten. Durch Einfügen eines induktiven Widerstandes L sollte außerdem die zeitliche Verschiebung des Stromes verändert werden.

Eine andere Anordnung ist von *E. Thomson* und *M. Wightmann* (**21**) angegeben, bei welcher der mit dem Wechselstrom durch Schleifringe gespeiste Anker A die Gestalt eines S besitzt und in dem mit einer massiven Kupferschicht C versehenen Eisenring D rotiert (Fig. 14). Das Wechselfeld ruft in den massiven Teilen des Armaturkörpers Wirbelströme hervor, deren Feld mit dem Hauptfeld zusammen ein Flächenfeld[14]) erzeugt. Dieses entspricht in seiner Wirkung einem rotierenden Feld, induziert daher in dem Kupferzylinder C Ströme, durch die ein

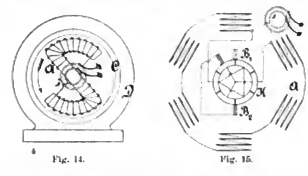


Fig. 14. Fig. 15.

Drehmoment erzeugt wird, welches den Anker in Umdrehung versetzt. Dieser Motor hat jedenfalls infolge der starken Erwärmung, großen Verluste und wegen des niedrigen Leistungsfaktors keine praktische Verwendung erlangt.

Zur Erzeugung eines Flächenfeldes sind später von *E. Thomson* (**58**) noch andere Anordnungen angegeben, auf die jedoch nicht näher eingegangen werden soll.

Thomson hat ferner (**28, 34**) einen anderen Motor[15]) konstruiert, der als gewöhnlicher Induktionsmotor mit Kurzschlußanker arbeitet. Der primäre oder induzierende Teil ist entweder als Ringwicklung ausgeführt oder besitzt ausgeprägte Pole.

Der sekundäre, meistens rotierende Teil hat Trommel- Ring- oder Polwicklung. Bemerkenswert ist dabei, daß der Rotor oder induzierte Teil A (Fig. 15) zum Anlassen[16]) mit einem Kommutator K verbunden ist, der soviel Segmente besitzt, wie der Motor Pole enthält. Zum Ingangsetzen des Motors wird eine der beiden kurzgeschlossenen Bürsten B_1 aus der diametralen Stellung durch einen Schwungkugelregulator verschoben. Dadurch wird erreicht, daß die Spulen nicht direkt vor den Polen, sondern erst, wenn sie um einen gewissen Winkel gegen diese verschoben sind, kurzgeschlossen werden, wobei ein Antrieb durch Repulsionswirkung entsteht[17]). Unbelastet gerät der Motor auf diese Weise in Rotation und erreicht allmählich eine nahezu synchrone Tourenzahl. In diesem Moment können die mit den Kommutatorzuführungen verbundenen Schleifringe s durch eine besondere Vorrichtung selbsttätig kurzgeschlossen und eventl. die Kommutatorbürsten B abgehoben werden, so daß der Motor normal nur unter dem Einfluß der Induktionswirkung arbeitet. Jedoch hat diese Anordnung wegen der unvorteilhaften konstruktiven Ausbildung keine praktische Bedeutung erlangt.

Von den bisher geschilderten Prinzipien abweichend ist der in Fig. 16 angegebene Motor[18]) von *N. Tesla*

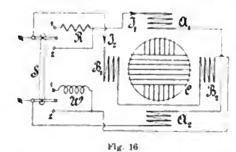


Fig. 16

(**30, 31**) gebaut. Er gehört zu den ersten Typen, bei welchen künstlich ein rotierendes Feld durch Anwendung zweier oder mehrerer räumlich und zeitlich gegeneinander verschobener Wechselfelder erzeugt wird, wie es schon *Ferraris*[19]) unabhängig von *Tesla* zur Erzeugung der sogen. Kunstphase praktisch verwendet hatte.

Der Motor besaß vier feststehende, ausgeprägte Pole A B, die durch ein ringförmiges Joch geschlossen waren, und einen rotierenden Anker C mit zwei in sich geschlossenen Spulen. Wird der Schalter S auf die Kontakte I gelegt, so liegt in dem Zweige $A_1 A_2$ der induktionsfreie Widerstand R, in $B_1 B_2$ der induktive Widerstand W. Dadurch wird in den Spulen A die Phasenverschiebung φ_1 des aufgenommenen Stromes J_1 gegenüber der Klemmenspannung E_k kleiner, als sie ohne den Widerstand R sein würde, entsprechend der Gleichung

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{L \cdot \omega}{R},$$

während der Strom J_2 infolge der Vergrößerung des Faktors L durch die Reaktanz des Widerstandes W eine größere Phasenverschiebung erleidet. Zwischen den Strömen J_1 und J_2 tritt also eine zeitliche Phasenverchiebung $\varphi_2 - \varphi_1$ auf, so daß sie bei der räumlichen Verschiebung der Spulen A gegen B eine dem Zweiphasenstrom ähnliche Wirkung haben, indem sie ein Drehfeld erzeugen, allerdings kein kreisförmiges, sondern ein elliptisches. Nachdem der Motor mit Hilfe dieser Kunstphase zum Anlauf gebracht ist, wird der Schalter S auf die Kontakte 2 gelegt. Dadurch wird die Phasenverschiebung der beiden Felder $\varphi_2 - \varphi_1 = 0$ und die vier Pole rufen jetzt ein zweipoliges Wechselfeld hervor, welches infolge der Rotation des Kurzschlußankers in ihm einen Strom erzeugt, dessen Feld die zur Entstehung eines Drehfeldes notwendige zweite Komponente liefert.

So schön dieser Gedanke auch theoretisch war, so ist es für *Tesla* doch schwierig gewesen, ihn in eine praktisch brauchbare Form umzusetzen. Da infolge der Anordnung von körperlichen Polen ein gleichmäßiges Drehfeld ohne lokale Wechselfelder sich nicht ausbilden konnte und dazu eine große Streuung besonders bei der hohen Periodenzahl der amerikanischen Zentralen auftrat, so hatte der Motor einen niedrigen Leistungsfaktor und dadurch bedingte geringe Ueberlastungsfähigkeit. Weil nun auch das Anlaufsmoment klein und die dazu erforderliche Stromaufnahme groß waren, hat der Motor in dieser Form

[14]) *F. Braun*, E. T. Z., 31. März 1898, S. 204.

[15]) C. f. E., 20. September 1889, Bd. 12, S. 154.
E. T. Z., 28. März 1890, S. 191.

[16]) E. T. Z., 19. Dezember 1890, S. 677.

[17]) Aus diesem Grunde könnte dieser Motor auch zu der Klasse V gerechnet werden.

[18]) E. T. Z., Oktober 1889, S. 473 und 15. Februar 1894, S. 99.

[19]) „Rotationi elletrodynamiche". Atti dell' Acad. di Torino, März 1888, Bd. 23, S. 360 und L' Elletricità, 22. März 1888.

keine praktische Bedeutung erlangt. Erst im Jahre 1892 hat die *Maschinenfabrik Oerlikon* den ersten brauchbaren Einphasenmotor mit Kunstphase gebaut, indem sie den primären Teil ohne körperliche Pole als Eisenring mit einer bei Generatoren üblichen Spulenwicklung ausführte (s. später Fig. 30).

Bei einer anderen Konstruktion von *Tesla* (**33**) werden die beiden Komponenten der Drehfelder von einer Doppelspule *D* (Fig. 17) erzeugt, welche eine schräge Stellung zu einem aus Blechen bestehenden senkrecht angeordneten System *A* einnimmt. Innerhalb der Spule liegt der drehbare als Flachring ausgeführte Kurzschlußanker *B*. Wird die Spule *D* mit Wechselstrom gespeist, so entsteht im Anker *B* senkrecht zur Spule *D* ein Feld, welches mit dem durch die senkrechten Eisenplatten verlaufenden Kraftfluß infolge der verschiedenen Phase ein rotierendes Feld ergibt und dadurch auf den Anker *B* ein Drehmoment ausübt. Auch dieser Motor hat sich nicht eingebürgert, da er ähnliche Nachteile besaß, wie der vorher angegebene.

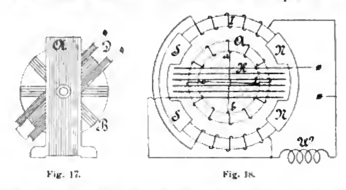


Fig. 17. Fig. 18.

Zur Erzeugung eines Anlaufsmoments ordnet *J. van Depoele* (**35**, **73**) in der Polachse eine feste mit der Hauptwicklung *I* hintereinander geschaltete Hilfsspule *H* (Fig. 18) an, welche ein zum Hauptfeld *N-S* senkrechtes hervorruft. Der Anker *A* besteht aus einer gewöhnlichen Ringwicklung[20]) mit zwei diametralen Verbindungen *a'b* und *c d*, wodurch er als Kurzschlußanker wirkt. Da die Felder beider Spulen wegen des parallel zur Wicklung *I* geschalteten Widerstandes *W* in der Phase verschoben sind, entsteht ein wenn auch nur geringes Drehmoment, so daß der Motor wenigstens unbelastet anläuft. Zur Regulierung der Phasenverschiebung sind veränderliche induktive Widerstände *W* in eine oder beide Phasen aufgenommen.

In einer späteren Patentschrift (**74**) sind noch verschiedene Schaltungen angegeben, bei welchen die Spule *H* durch eine über den Hauptmagnetspulen liegende Sekundärwicklung erregt wird.

Da diese Konstruktionen jedenfalls infolge der geringen zeitlichen Verschiebung der Felder ein zu geringes Anlaufsmoment ergaben, wurde der Anker *A* (Fig. 19) nach Art eines Grammeringes mit einem Kommutator versehen. Dadurch war es möglich, in die über beide senkrecht zur Achse des von der Wicklung *F* erzeugten Hauptfeldes befindlichen Bürsten gelegte Kurzschlußverbindung einen regulierbaren induktionsfreien Widerstand aufzunehmen und auf diese Weise ein stärkeres Drehmoment

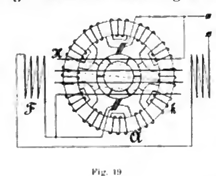


Fig. 19

20) C. f. E., 20. September 1889, Bd. 12, S. 154. E. T. Z., 28. März 1890, S. 192.

beim Anlauf zu erhalten. Diese Einrichtung wird jedoch mit starker Funkenbildung verbunden gewesen sein, denn *Depoele* änderte sie in der nach Fig. 19 angegebenen Weise ab, indem er nur die Hälfte der Spulen mit den Kommutatorlamellen verband und die anderen dazwischen liegenden (*k*) in sich kurzschloß. In dieser Form ist allerdings der Motor nicht mehr als asynchroner aufzufassen, da hierbei die Armatur *A* und das Feldsystem hintereinander geschaltet sind, und die Spule *H* parallel zum Anker liegt. Die kurzgeschlossenen Spulen *k* sollten dämpfend auf die Entstehung starker Kurzschlußströme einwirken und dadurch beim Anlauf das Feuern vermindern. Bei höherer Umdrehungszahl erzeugen sie jedoch wie in einem Kurzschlußanker ein Drehmoment und übernehmen damit einen Teil der motorischen Wirkung. Dieser Motor bildet daher gewissermaßen schon eine Uebergangsstufe zu den im Abschnitt V behandelten Formen.

Um ein rotierendes Feld ohne Benutzung einer durch Widerstände hervorgerufenen Kunstphase zu erhalten, ordnet *J. van Depoele* (**41**), wie Fig. 20 für einen vierpoligen Motor zeigt, innerhalb des Hauptfeldsystems *I* eine zweite um $^1/_2$ Polteilung dagegen verschobene Magnetwicklung *II* an und speist sie durch Induktionsströme, die einer über der Primärwicklung *a* liegenden Sekundärwicklung *b* entnommen werden. Innerhalb der beiden Magnetsysteme befindet sich die aus einzelnen Kurzschlußwindungen bestehende Armatur *A*. Da die Felder *I* und *II* gegeneinander zeitlich in der Phase und außerdem räumlich verschoben sind, so erzeugen sie zusammen ein Drehfeld, durch welches die Armatur *A* in Rotation versetzt wird.

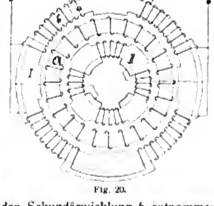


Fig. 20.

N. Tesla (**45**, **46**, **49**) erreicht auf andere Weise[21]) die zum Entstehen eines Drehfeldes notwendige Phasenverschiebung der beiden Einzelfelder des primären Teils, indem er nach Fig. 21 den um eine halbe Polteilung gegeneinander versetzten Feldwicklungen *I* und *II* verschiedene Induktanz gibt. Zu dem Zwecke wickelt er die Spulen *I* für höhere Selbstinduktion mit vielen Windungen dicken Kupferdrahtes, wodurch der *Ohm*sche Widerstand klein gehalten wird. Außerdem sind die Spulen möglichst nahe von Eisen umschlossen, damit die magnetische Leitfähigkeit bezw. die Streuung groß wird. Die anderen Spulen (*II*) bestehen aus wenig Windungen eines Drahtes von großem spezifischem Widerstande (Eisen oder Neusilber) und sind außerdem auf ganz kurze Polansätze gewickelt, damit sie bei der geringen Windungszahl einen nahezu gleich großen magnetischen Kraftfluß wie die Pole *I*

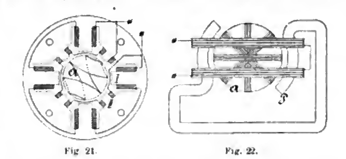


Fig. 21. Fig. 22.

21) E. T. Z., 7. Februar 1890, S. 85 und 27. November 1891, S. 653.



erzeugen. Der Anker *A* ist mit Kurzschlußwicklung versehen.

Außerdem sind von *Tesla* noch andere (**47**, **50**) ähnlich ausgeführte Konstruktionen angegeben worden.

Im Prinzip übereinstimmend mit Fig. 14 ist ferner von *N. Tesla* (**54**) ein Motor[22]) konstruiert, bei welchem nach Fig. 22 durch die in den Polansätzen *P* induzierten Wirbelströme ein gegen das Hauptfeld in der Phase verschobenes erzeugt wird, so daß unter Einwirkung des dadurch entstehenden Flächenfeldes eine Rotation des Ankers eintritt. Die Wirkung ist jedoch nicht sehr stark, so daß diese Konstruktion, außer bei der Verwendung für Meßinstrumente, keine praktische Bedeutung erlangt hat. Durch die in Fig. 23 dargestellte Anordnung der Ankerspulen, glaubte *P. Nipkow* (**56**), ein starkes Anlaufsmoment und synchronen Gang zu erzielen. Da der Anker jedoch nur einachsig gewickelt ist, so arbeitet der Motor wie ein asynchroner Motor mit Kurzschlußanker.

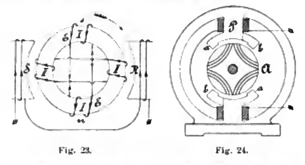


Fig. 23. Fig. 24.

Im weiteren Ausbau seiner Ideen hat *Tesla* auch unter Zuhilfenahme der Schutzwirkung eines in sich geschlossenen magnetischen Kreises Motoren mit Kunstphase[23]) gebaut (**62**, **63**).

Infolge der Verwendung von körperlichen Polen ist jedoch diesen Motoren keine praktische Bedeutung beizumessen aus dem nämlichen Grunde, wie er schon bei den früheren Motoren *Teslas* (s. S. 675) erörtert worden ist.

Erwähnt sei noch eine Konstruktion von *N. Tesla* (**64**, **65**), bei welcher die Magnetpole *P* mit Ansätzen *a*, *b* versehen sind, wie Fig. 24 zeigt. Diese rufen durch ihre Schirmwirkung eine magnetische Verzögerung des Kraftflusses hervor und, da infolge des größeren Querschnitts von *a* eine Unsymmetrie des Feldes auftritt, entsteht ein rotierendes Feld analog wie in Fig. 22, wodurch der Kurzschlußanker *A* in Rotation versetzt wird.

Auf einem anderen Prinzip beruht die Wirkungsweise des von *C. S. Bradley* (**67**) angegebenen Motors (Fig. 25). Sein Feld besteht aus einer Anzahl von Polen, denen ungleichnamige gegenüberstehen, so daß zwischen ihnen ein schmaler Raum frei bleibt. In diesem Zwischenraum befindet sich frei drehbar die auf der Achse befestigte Kupferscheibe *A* mit ringsektorförmigen Ausschnitten. Leitet man durch die Schleifringe *S* und den zweiteiligen Stromwender *K* den Spulen mit Hilfe der feststehenden Bürsten *B* Wechselstrom zu, so wird sich in einem bestimmten Augenblick die eingezeichnete Polarität vorfinden. Durch den Kraftfluß werden nun *EMK'e* in der Scheibe *A* induziert, welche die radial verlaufenden Ströme *J* in den Stücken *a*, *b* hervorrufen. Durch die Wechselwirkung zwischen dem Feld und den Strömen tritt eine Drehung der Scheibe ein, bis die Streifen *a*, *b* sich vor einem Polkern befinden. Dabei werden die unter *a*, *b* liegenden Pole stromlos und wechseln dann bei weiterer Drehung

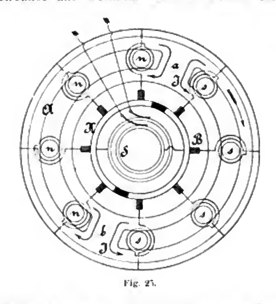


Fig. 25.

der Scheibe ihre Polarität. Durch die Rotation der Scheibe *A* verschiebt sich demnach das wechselnde Feld sprungweise, so daß eine kontinuierliche Bewegung in der angegebenen Richtung entsteht. Die Leistung des Motors kann jedoch keine große sein, ebenso werden Wirkungsgrad und Leistungsfaktor klein ausfallen.

Zur Erzielung eines guten Anlaufsmoments ordnet *W. Stanley jr.* (**68**) ein zum Hauptfeld senkrechtes an, welches zwar vom Hauptstrom erregt wird, jedoch nicht in derselben Ebene wie das Hauptfeld liegt. Jedes Feld wirkt daher unabhängig voneinander induzierend auf den aus einzelnen achsialen Stäben mit seitlichen Kurzschlußringen bestehenden Käfiganker. Durch das Zusammenwirken der von dem einen System hervorgerufenen Ströme mit dem anderen Feld sollte ein Drehmoment entstehen, was jedoch nicht der Fall ist.

Aehnlich gebaut ist der Motor von *R. Kennedy* (**69**). Er besitzt trotzdem kein Anlaufmoment, und stellt nur eine Verdoppelung eines einachsig gewickelten Motors dar.

C. Billberg und *P. Winand* (**72**, **76**) erregen nach Fig. 26 die beiden U-förmig ausgebildeten Magnetsysteme *F*,

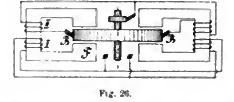


Fig. 26.

welche den als Scheibe ausgeführten Anker umschließen, durch die primär gespeisten Spulen *I*. Dadurch werden in den Sekundärspulen (*II*) *EMK'e* induziert, die über die Bürsten *B* durch die Scheibe Ströme in der Richtung vom Umfang zur Mitte treiben. Nach dem Prinzip der *Faraday*schen Scheibe wird dann der Anker in Rotation geraten. Infolge der vielen Nachteile dieser Anordnung besitzt sie jedoch keine praktische Bedeutung.

(Fortsetzung folgt.)

[22]) E. T. Z., 21. November 1890, S. 619.

[23]) E. T. Z., 21. November 1890, S. 619.

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers.

Von Diplom-Ingenieur **Otto Schäfer**, Hannover.

(Fortsetzung von S. 663 d. Bd.)

VI. Erzwungene Schwingungen eines Akkumulators.

Ein Akkumulator ist, nach Vorstehendem, ein schwingungsfähiges System, dem periodisch durch die Pumpe Anstöße zu Schwingungen erteilt werden. Fällt hierbei die Periode der Eigenschwingung mit der Periode der erzwungenen Schwingung zusammen oder ist sie ein Vielfaches davon, so entsteht eine unter Umständen gefährliche Anhäufung oder Verstärkung der Schwingungen, die s. g. Resonanz. Die Kraft K welche die Schwingung erregt, ist gleich $m \cdot \frac{dV}{dt}$, wobei sich $\frac{dV}{dt}$ nach dem Gesetze ändert, welches auf S. 662 angegeben ist. Die Differentialgleichung der Eigenschwingung des Akkumulators lautet nach S. 646

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} + C \cdot s + r' \frac{ds}{dt} = 0.$$

Diese Gleichung stellt die Gleichgewichtsbedingung zwischen der Expansionskraft des Wassers $C \cdot s$, der Reibung $r' \frac{ds}{dt}$ und der zur Beschleunigung dienenden Kraft $m \cdot \frac{d^2 s}{dt^2}$ dar, zu diesen Kräften tritt nun K noch hinzu, so daß die Gleichung lautet:

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} + C s + r' \frac{ds}{dt} = K = m \frac{dV}{dt};$$

für $\frac{dV}{dt}$ den Wert aus Gleichung 8 entnommen und φ durch ωt ersetzt, gibt

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} + C s + r' \frac{ds}{dt} = m \omega^2 r \frac{f_1}{F} \Big[0{,}02\,14\,26 \sin \omega t + 0{,}41\,44\,12 \sin 2 \omega t + 0{,}5 \cos \omega t - 0{,}10\,10\,18 \cos 2 \omega t \dots \Big] \quad \dots \quad 10)$$

Resonanz tritt nun ein, wenn die Periode der Eigenschwingung mit der Periode von $\sin \omega t$ oder $\cos \omega t$ übereinstimmt und auch, wenn sie mit der Periode von $\sin 2 \omega t$, $\sin 3 \omega t$ oder überhaupt $\sin n \omega t$ oder $\cos n \omega t$ zusammenfällt. Nur wenn der Koeffizient eines solchen $\sin n \omega t$ oder $\cos n \omega t$ sehr klein ist, wird die Dämpfung die Resonanz unschädlich machen. Nächst dem $\cos \omega t$ besitzt der $\sin 2 \omega t$ den größten Koeffizienten. Wenn beispielsweise die Pumpe 120 Umdreh. i. d. Min. macht, so hat $\sin 2 \omega t$ eine Periode von

$$\frac{60}{2 \cdot 120} = 0{,}25 \text{ Sek.}$$

Nun liegt die Eigenschwingungszeit des Akkumulators zwischen 0,18 Sek. und 0,31 Sek.[12]; sie ist also bei einem gewissen Wasserinhalt = 0,25 Sek., in diesem Fall muß Resonanz eintreten.

Außer der Resonanz erregenden Schwingung sind auch noch andere Schwingungen vorhanden, deren Einfluß untersucht werden soll. Ferner soll festgestellt werden, wie der Akkumulator sich verhält, wenn Resonanz nicht eintritt. Es genügt zunächst von der ganzen Reihe der Sinus und Cosinus nur die beiden mit den größten Koeffizienten behafteten zu betrachten, nämlich $0{,}5 \cos \omega t$ und $0{,}41\,44\,12 \sin 2 \omega t$. Was für diese beiden gilt, läßt sich auf alle anderen Fuktionen leicht übertragen. Um die eben genannten Fragen beantworten zu können, muß die Differentialgleichung

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} + C s + r' \frac{ds}{dt} = m \omega^2 r \frac{F_1}{F} (0{,}5 \cos \omega t + 0{,}4144 \sin 2 \omega t)$$

nach s gelöst werden. Wenn man von Abweichungen, die nur bei Beginn des Betriebes der Pumpe auftreten, absieht, ist die Lösung

$$s = m \omega^2 r \frac{F_1}{F} 0{,}5\, C_1 \cos (\omega t + \varphi_1) + m \omega^2 r \frac{F_1}{F} 0{,}4144\, C_2 \sin (2 \omega t + \varphi_2).$$

C_1 und C_2 sind Integrationskonstanten; von ihrer Größe wird es abhängen, ob die betreffende Sinus- oder Cosinusschwingung mehr oder weniger von Einfluß ist. φ_1 und φ_2 sind die Phasenverschiebungswinkel der Schwingungen. Der Kürze halber soll

$$m \omega^2 r \frac{F_1}{F} 0{,}5 \text{ mit } a \text{ und } m \omega^2 r \frac{F_1}{F} 0{,}4144 \text{ mit } b$$

bezeichnet werden.

Um C_1, C_2, φ_1 und φ_2 zu berechnen, setzt man die Lösung für s, die durch Differentiation nach der Zeit daraus folgende für $\frac{ds}{dt}$ und die durch abermalige Differentiation folgende für $\frac{d^2 s}{dt^2}$ in die Differentialgleichung ein, dies gibt

$$s = a\, C_1 \cos (\omega t + \varphi_1) + b\, C_2 \sin (2 \omega t + \varphi_2)$$

$$\frac{ds}{dt} = - a\, C_1 \omega \sin (\omega t + \varphi_1) + b\, C_2\, 2 \omega \cos (2 \omega t + \varphi_2)$$

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = - a\, C_1 \omega^2 \cos (\omega t + \varphi_1) - b\, C_2 (2 \omega)^2 \sin (2 \omega t + \varphi_2).$$

Hieraus folgt:

$$\begin{aligned} &- m\, a\, C_1 \omega^2 \cos (\omega t + \varphi_1) - m\, b\, C_2 (2 \omega)^2 \sin (2 \omega t + \varphi_2) \\ &+ C\, a\, C_1 \cos (\omega t + \varphi_1) + C\, b\, C_2 \sin (2 \omega t + \varphi_2) \\ &- r'\, a\, C_1 \omega \sin (\omega t + \varphi_1) + r'\, b\, C_2\, 2 \omega \cos (2 \omega t + \varphi_2) \\ &= a \cos \omega t + b \sin 2 \omega t. \end{aligned}$$

Die Funktionen der Winkelsummen ersetzt man nach bekannten Formeln durch Funktionen der einzelnen Winkel und zieht in geeigneter Weise zusammen.

$$\begin{aligned} &\cos \omega t (- a - m\, a\, C_1 \omega^2 \cos \varphi_1 + C\, a\, C_1 \cos \varphi_1 - r'\, a\, C_1 \omega \sin \varphi_1) \\ &+ \sin \omega t (m\, a\, C_1 \omega^2 \sin \varphi_1 - C\, a\, C_1 \sin \varphi_1 - r'\, a\, C_1 \omega \cos \varphi_1) \\ &+ \cos 2 \omega t [m\, b\, C_2 (2 \omega)^2 \sin \varphi_2 - C\, b\, C_2 \sin \varphi_2 - r'\, b\, C_2\, 2 \omega \cos \varphi_2] \\ &+ \sin 2 \omega t [- b - m\, b\, C_2 (2 \omega)^2 \cos \varphi_2 + C\, b\, C_2 \cos \varphi_2 + r'\, b\, C_2\, 2 \omega \sin \varphi_2] = 0 \end{aligned}$$

[12]) Vergl. S. 643.

Diese Gleichung muß für alle Werte von t erfüllt sein; das ist aber nur möglich, wenn jede von den Klammern für sich gleich Null ist. Hierfür liefert die zweite Klammer:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{r' a C_1 \omega}{m a C_1 \omega^2 - C a C_1} = \frac{r' \omega}{m \omega^2 - C}.$$

Die dritte Klammer:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{r' 2 \omega}{m (2 \omega)^2 - C}.$$

Die erste und vierte Klammer:

$$C_1 = \frac{a}{(a C - a m \omega^2) \cos \varphi_1 - r' a \omega \sin \varphi_1}$$

$$= \frac{1}{(C - m \omega^2) \cos \varphi_1 - r' \omega \sin \varphi_1}$$

$$C_2 = \frac{b}{[b C - b m (2 \omega)^2] \cos \varphi_2 - r' b \omega \sin \varphi_2}$$

$$= \frac{1}{[C - m (2 \omega)^2] \cos \varphi_2 - r' \omega \sin \varphi_2}.$$

Wie oben gezeigt, kann Resonanz eintreten mit der Schwingung $\sin 2 \omega t$ für $T = 0{,}25$ Sek. Hierfür ist

$$2 \omega = \frac{2 \pi}{T} \quad \omega = 4 \pi$$

oder wenn man für T einsetzt $2 \pi \sqrt{\frac{m}{C}}$

$$2 \omega = \frac{2 \pi}{2 \pi \sqrt{\frac{m}{C}}} = \sqrt{\frac{C}{m}}$$

$$(2 \omega)^2 = \frac{C}{m}$$

$$m (2 \omega)^2 - C = 0.$$

Mithin

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{r' 2 \omega}{m (\omega)^2 - C} = \infty$$

$$\varphi_2 = 90^0 \quad \sin \varphi_2 = 1 \quad \cos \varphi_2 = 0$$

$$C_2 = -\frac{1}{r' \omega} = -\frac{1}{r' 4 \pi}$$

oder, nach den früheren Annahmen (S. 646) $r' = 10^5$ gesetzt;

$$C_2 = -79 \,.\, 10^{-8}.$$

Dadurch daß r' von Null verschieden ist, wird C_2 ziemlich klein gehalten; für $r' = 0$ würde es unendlich groß werden.

Für φ_1 und C_1 ergeben sich folgende Werte:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{r' \omega}{m \omega^2 - C} = \frac{r' \omega}{m \omega^2 - m (2 \omega)^2} = \frac{r' \omega}{-3 m \omega^2}$$

$$= \frac{10^5 \, 4 \pi}{-3 \frac{10}{981} (4 \pi)^2}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = -0{,}026 \qquad \varphi_1 = -1^0 \, 30'$$

$$\sin \varphi_1 = -0{,}026 \cos \varphi_1 = 1{,}0$$

$$C_1 = \frac{1}{(C - m \omega^2) \cos \varphi_1 - r' \omega \sin \varphi_1} = 2{,}0 \,.\, 10^{-8}.$$

Diese Schwingung ist also beinah 40 Mal so stark gedämpft, als die Schwingung $\sin 2 \omega t$ und hat gegen die ursprüngliche nur eine sehr kleine Phasenverschiebung erlitten.

Aus dem Gang der Rechnung geht hervor, daß die übrigen Schwingungen ($\sin 3 \omega t$, $\cos 3 \omega t$ usw.) genau so behandelt werden können und daß die Resultate immer den hier erhaltenen analog sind. Wenn eine Schwingung Resonanz erzeugt, so sind gleichzeitig die anderen Schwingungen sehr stark gedämpft.

Obwohl C_2, der Faktor der Resonanz erregenden Schwingung klein ist, so sind doch die auftretenden Kräfte bedeutend. Die Beschleunigung $\frac{d^2 s}{d t^2}$ hat den größten Wert $b \, C_2 (2 \omega)^2$, da der Sinus höchstens gleich 1 werden kann und da C_1 gegen C_2 vernachlässigt werden kann. Dann ergibt sich eine größte Kraft:

$$K_{max} = m \,.\, b \,.\, C_2 (2 \omega)^2$$

$$= \frac{10^8}{981} \cdot m \, r \, \omega^2 \frac{F_1}{F} \, 79 \,.\, 10^{-8} (2 \omega)^2 \, 0{,}41 \, 44 \, 12$$

Betrüge $r F_1$ das halbe Kolbenhubvolumen der Pumpe ($= 1000$ ccm), so würde

$$K_{max} = \text{rd. } 340\,000 \text{ kg}$$

sein und die entsprechende größte Pressung wäre 340 at.

Diese Pressung kann jedoch aus folgendem Grunde nicht erreicht werden: Bei jeder Schwingung steigt der Druck über den Anfangsdruck von 100 at und fällt unter diesen um die gleiche Anzahl von Atmosphären. Einem höchsten Druck von 200 at würde ein geringster Druck von 0 at folgen. Noch tieferes Sinken des Druckes würde verlangen, daß das Wasser Zugkräfte auf den Kolben ausübt. Dies ist unmöglich, der Kolben würde den Wasserspiegel verlassen, unter sich einen leeren Raum hervorrufen und dann wieder herabfallen. In diesem Augenblick ist jedoch die Gleichung 10 nicht mehr gültig, da sie voraussetzt, daß eine dem Ausschlag der Schwingung (s) proportionale Kraft ($C s$) auf den Kolben ausgeübt wird. Die höchste Pressung, die durch Resonanzerscheinungen hervorgerufen werden kann, ist also 200 at.[13])

VII. Bewegungen des Reglers.

Für die Bewegung des Reglers gilt eine Differentialgleichung gleichen Aufbaues, wie die im vorigen Abschnitt behandelte.

$$M \frac{d^2 s}{d t^2} + C \,.\, s + r \frac{d s}{d t} = F (t).$$

$F (t)$ ist hier für die ganze Reihe der Sinus- und Cosinus-Werte nebst allen Faktoren gesetzt, C ist der Federmaßstab der den Kolben des Reglers belastenden Federn, r der Faktor der gesamten Dämpfung. Reibungen, die unabhängig von der Geschwindigkeit sind, wie die Stopfbüchsenreibung, sollen klein gehalten werden. Bei solchen Widerständen, die proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit sind, soll die Parabel, welche dies Gesetz darstellt, durch eine Grade ersetzt werden, die sich dem in Betracht kommenden Stück der Parabel möglichst anschließt. Bekanntlich erfüllt nicht die Tangente diese Bedingung am besten, sondern die nach beiden Richtungen hin verlängerte Sehne, von welcher die Mitte und beide Enden des Parabelstückes gleich weit abstehen; r soll diese verschiedenen Widerstände zusammen berücksichtigen.

In M sollen die verschiedenen Massen vereinigt sein. Die Geschwindigkeit v des Wassers in der Abflußleitung ist annähernd konstant, so daß als zu vereinigende Massen die Masse des Kolbens M_k, die das Wasser M' über dem Kolben und die Masse m' des Wassers in der Leitung vom oberen Teile des Reglers bis zum Akkumulator übrig

[13]) Zum Schutze des Akkumulators ist daher ein Sicherheitsventil erforderlich, das in die Leitung möglichst nahe dem Akkumulator eingebaut wird.

bleiben. Wenn das Wasser einen Druck K auf den Akkumulatorkolben ausübt, so vergrößert dieser seine Geschwindigkeit um dV und rückt um $V.dt$ weiter. Das Arbeitsvermögen des Wassers wächst von

$$M'\frac{V^2}{2}+m'\frac{v^2}{2}$$

auf

$$M\frac{(V+dV)^2}{2}+m'\frac{(v'+dv')^2}{2}.$$

Von Reibungsverlusten in der Leitung abgesehen, ist die Arbeit des Kolbens gleich der an das Wasser abgegebenen Arbeit:

$$K.V.dt=M'\frac{(V+dV)^2}{2}-M'\frac{V^2}{2}+m'\frac{(v'+dv')^2}{2}-m'\frac{v'^2}{2}.$$

Die Ausrechnung ergibt unter Vernachlässigung von Gliedern höherer Ordnung

$$K\,V\,dt=M'.V.dV+m'\,v'\,dv'$$

$$K=M'\frac{dV}{dt}+m'\frac{v'}{V}\,\frac{dv'}{dt}.$$

Aus $dv':dV=v':V$ folgt sodann

$$K=M'\frac{dV}{dt}+m'\left(\frac{v'}{V}\right)^2\frac{dV}{dt}$$

$$K=\left[M'+m'\left(\frac{v'}{V}\right)^2\right]\frac{dV}{dt}=M_{red}.\frac{dV}{dt},$$

oder

$$M_{red}=M'+m'\left(\frac{v'}{V}\right)^2,$$

worin M_{red} diejenige Wassermasse bezeichnet, welche man sich an der Kolbenbewegung teilnehmend denken kann, das ist die sogen. reduzierte Wassermasse.

Hierzu ist noch die Masse des Kolbens M_k zu addieren, um das M der Differentialgleichung zu erhalten

$$M=M_{red}+M_k.$$

Es ist zweckmäßig, wie weiter unten dargelegt wird, den Regler durch zwei gleiche, um 180° gegeneinander versetzte Taucherkolbenpumpen anzutreiben. Die Darstellung der Geschwindigkeiten bei nur einer Pumpe war durch Fig. 7 gegeben. Bei zwei um 180° ($=\pi$) versetzten Pumpen tritt noch ein zweiter ebenso verlaufender, aber um π verschobener Linienzug hinzu (Fig. 11). Auch hier ist das Gesetz der Beschleunigungen und Kräfte $F(t)$ in Form einer Reihe von Sinus und Cosinus zu kleiden. Da es nur darauf ankommt, die ersten Glieder dieser Reihe zu bestimmen, so kann man folgendes Verfahren anwenden. Aus der Fig. 11 greift man 12 Ordinaten in gleichen Abständen ab und berechnet daraus eine Reihe von Sinus- und Cosinus-Werten, welche das Geschwindigkeitsgesetz darstellt (nach dem Schema von *C. Runge*, „Zeitschrift f. Mathematik u. Physik" 1902, Bd. 48, S. 443). Aus dieser Reihe erhält man das Beschleunigungsgesetz durch Differentiation.

Aus Fig. 11 ergeben sich folgende Ordinaten:

y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6	y_7	y_8	y_9	y_{10}	y_{11}	y_{12}
2,1	3,9	4,9	4,8	2,9	0,0	2,1	3,9	4,9	4,8	2,9	0,0

Demgemäß wird die Reihe für die *Geschwindigkeit:*

$$\frac{dx}{dt}=\omega\,(3{,}09-2{,}25\cos 2\,\omega\,t-0{,}64\cos 4\,\omega\,t-0{,}20\cos 6\,\omega\,t+0{,}23\sin 2\,\omega\,t+0{,}25\cos 4\,\omega\,t),$$

Fig. 11.

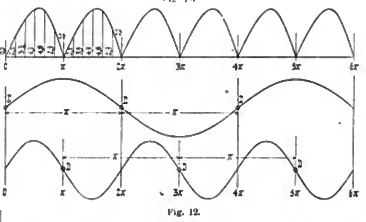


Fig. 12.

und diejenige für die *Beschleunigung*

$$\frac{d^2x}{dt^2}=\omega^2(4{,}50\sin 2\,\omega\,t+2{,}56\sin 4\,\omega\,t+1{,}20\sin 6\,\omega\,t+0{,}46\cos 2\,\omega\,t+1{,}00\cos 4\,\omega\,t).$$

Es wird also:

$$F(t)=M\frac{d^2x}{dt^2}=M\,\omega^2\,(---).$$

Dieselben Betrachtungen, die für den Akkumulator gelten, lassen sich auch auf den Regler anwenden. Hier hat die Schwingung der Pumpe $\sin 2\,\omega\,t$ bei weitem die größte Amplitude. Bemißt man den Regler so, daß seine Eigenschwingung mit dieser Schwingung zwar nicht gleiche Periode hat, aber ihr doch näher liegt als die anderen, so bewegt er sich so, als stände er nur unter dem Einfluß dieser einen Schwingung, während alle anderen, die ja geringer sind, infolge der Dämpfung verschwinden. Hierdurch wird eine sehr einfache, übersichtliche Bewegung des Reglers erreicht. Außerdem wird gewährleistet, daß der Regler stets von derselben Schwingung der Pumpe abhängig ist, obwohl die letztere, den Tourenschwankungen der Maschine entsprechend, verschiedene Geschwindigkeiten haben kann.

(Schluß folgt.)

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke.[1])

Von Dipl.-Ing. **C. Michenfelder.**

(Fortsetzung von S. 666 d. Bd.)

So ist unter sorgfältiger Berücksichtigung der jahrzehntelangen, soeben nur kurz gekennzeichneten Erfahrungen[3]) im Bau und Betriebe von dampf-hydraulischen Gießwagen als neueste die in Fig. 4 gezeigte Konstruktion entstanden, die mithin als Typus eines modernen dampfhydraulischen Gießwagens anzusehen ist[4]).

[3]) Siehe auch den Bericht in No. 28 von „Stahl und Eisen", betr. den Vortrag von Prof. Dr. *Stauber* in der Hauptversammlung deutscher Eisenhüttenleute in Düsseldorf am 12. Mai d. Js.

[4]) Fig. 4 veranschaulicht einen Gießwagen von 16000 kg Nutzbelastung und 3,50 m Ausladung, während der vorhin gezeigte Hörder Wagen bei nur 2 m Ausladung 13 t Pfanneninhalt hatte.

Bei ihr kommt als weitere und wesentliche Verbesserung die vervollkommnete Führung des Hebezylinders an dem feststehenden Plunger hinzu. Bei den vorhergehenden Anlagen, bei denen die Drehsäule innerhalb des Zylinders endete, mußte bei dessen Hochgehen ja eine zunehmende Verkürzung der Führungslänge, infolgedessen auch eine Erhöhung der spezifischen Führungswiderstände eintreten, was wieder eine verstärkte Abnutzung der betroffenen Teile mit sich brachte und eine Vergrößerung der Pumpenarbeit erheischte.

Indem man bei diesem neuesten Gießwagen den Hubzylinder sich — unter Verwendung beiderseitiger Stopfbüchsen — an einer durchgehenden Säule verschieben läßt, bleiben die vorgenannten Faktoren konstant. Die Abstellung der Hubbewegung bei Ueberschreitung der Höchststellung des Zylinders kann, wie im allgemeinen Hebezeugbau, selbsttätig erfolgen, z. B. durch Anbringung eines Austrittskanales in entsprechender Höhe des Zylinders oder des Kolbens. Für die Antriebe zum Schwenken des Auslegers und zum Kippen der Gießpfanne, die bei den älteren Anlagen von Hand erfolgten, ist hier gleichfalls Preßwasser vorgesehen. Ein an der einen Auslegerwange angeschraubter Zylinder beeinflußt durch eine verzahnte Kolbenstange in bekannter Weise das Stirnradvorgelege des Drehwerkes, während das hydraulische Kippen der Pfanne in Anbetracht ihrer gleichzeitigen Verfahrfähigkeit in folgender Eigenart geschieht: Der Triebzylinder für das aus Zahnrad und Zahnstange bestehende eigentliche Kippwerk ist an der anderen Auslegerwange mit dem Pfannenwagen achsial verschieblich gelagert und empfängt das Druckwasser aus einem hinter ihm am Ausleger festen Zuleitungszylinder, und zwar für jede Kolbenseite vermittels eines durch letzteren posaunenartig hindurchgehenden und mit Löchern versehenen Rohres. Auf diese Weise sind biegsame Hochdruckschlauchleitungen mit ihren leicht zu Betriebsstörungen führenden Drehgelenken in glücklicher Lösung vermieden[5]).

Daß ferner auch für das Hauptfahrwerk im Gegensatz zu früher nur Stirnräder Verwendung gefunden haben, ist der Absicht zuzuschreiben, Kegelrad- und Schneckengetriebe wegen ihrer bei nicht sorgfältiger Behandlung allerdings nicht zu leugnenden Mängel grundsätzlich zu vermeiden.

Erwähnt sei noch, daß die Zylinderabmessungen bei diesem Wagen derartig sind, daß der ganze Hub des vollbelasteten Pfannenauslegers von 1 m bei etwa 47 at Wasserdruck in 40 Sek. vollführt werden kann. Die normale Fahrgeschwindigkeit des Gießwagens ist zu 60 m festgesetzt, die maximal bis über 100 m gesteigert werden kann. Der größte Schwenkwinkel des Auslegers beträgt 210°. Von sonstigen Daten dürfte bei dieser Anlage vielleicht noch die Größe des höchsten Raddruckes interessieren, der — zur Erzielung der erforderlichen Adhäsion zweckentsprechend am Triebrad auftretend — etwa 28 t beträgt. Die Uebertragung der Raddrücke auf den Unterbau geschieht neuerdings meist durch stählerne Knüppelschienen mit etwa 100 mm Kopfbreite auf durchgehende und mit dem Fundament verankerte Hohlgußböcke, mit denen die Fahrschienen verkeilt sind.

Die im vorliegenden Fall, bei einem Pfanneninhalt von 16 t, außergewöhnliche Größe des Kessels mit 40 qm Heizfläche ist zurückzuführen auf die Minderwertigkeit des hier zu verwendenden Brennmaterials; in normalen Fällen kommt man, bei selbst 20 t Charge, erfahrungsgemäß mit etwa 30 qm Heizfläche gut aus.

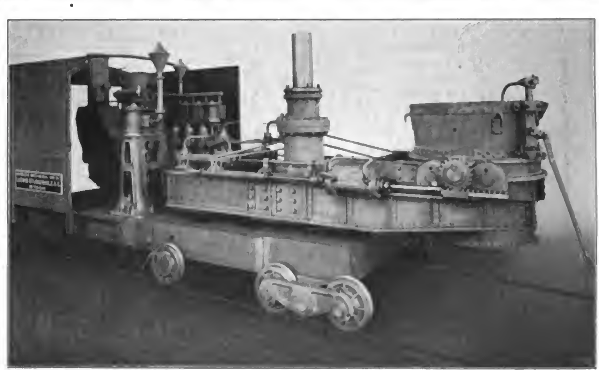


Fig. 4a.

Wenngleich die Ausbreitung der neuzeitlichen „Elektrisierung des Maschinenbaues" auch auf die Konstruktionen moderner Stahlgießwagen in den folgenden Betrachtungen einerseits als ein in seiner Art von mannigfachen und unleugbaren Vorteilen begleiteter Fortschritt nachgewiesen werden soll, kann auf Grund der gemachten Erfahrungen andererseits doch nicht in Abrede gestellt werden, daß gerade das Zusammenwirken von Hydraulik und Dampfkraft im Stahlwerksbetriebe unter Umständen seine nicht zu unterschätzenden, namentlich in der unbegrenzten Betriebszuverlässigkeit gelegenen Vorzüge besitzt. Diese Ansicht ist auch von neuem bei jüngsten in Auftrag gegebenen Bestellungen dampf-hydraulischer Wagen z. B. durch die *Gutehoffnungshütte*, durch die *Dillinger Hüttenwerke*, durch das *Eisenwerk Krämer* in St. Ingbert u. A. zum Ausdruck gekommen.

Es war nach den Fortschritten des Maschinenbaues im allgemeinen und des Baues von Hebe- und Transport-

[5]) In „Stahl und Eisen" 1900, S. 644 ist ein dampf-hydraulischer Gießwagen beschrieben, bei dem das Schwenken allerdings auch schon hydromotorisch erfolgte, jedoch unter Vermittlung gewöhnlicher Gliederketten.

maschinen im besonderen zu erwarten, daß sich auch im Werdegang des Gießwagens die Einwirkung der Elektrotechnik nachdrücklich geltend machen werde. Sind doch in den meisten Fällen auch hier im wesentlichen die nämlichen Gesichtspunkte und Rücksichten maßgebend, die Kraftmittels dem Ansturm des elektrischen Kranes Stand zu halten, der bekanntlich mit rationellster Arbeitsweise größte Reinlichkeit und gedrungensten Bau vereinigt.

Daß bei dem kombiniert dampf-hydraulischen Gießwagen außerdem wegen der Unmöglichkeit der Zentrali-

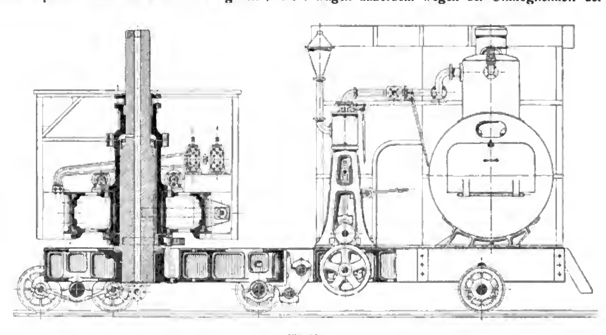


Fig. 4 b.

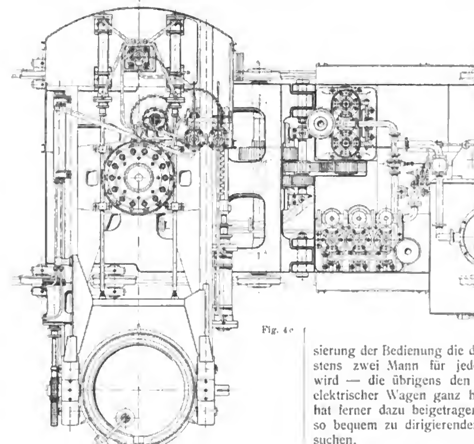


Fig. 4 c.

sierung der Bedienung die dauernde Anstellung von wenigstens zwei Mann für jeden Wagen zur Notwendigkeit wird — die übrigens den eventl. Anschaffungsmehrpreis elektrischer Wagen ganz bedeutend ausgleichen hilft, — hat ferner dazu beigetragen, auch hier die Benutzung des so bequem zu dirigierenden elektrischen Motors zu versuchen.

Wenn auch die diesbezüglichen Bemühungen bei der Jugendlichkeit der Elektrotechnik noch verhältnismäßig nicht weit zurückreichen, — nur bis in die allerletzten Jahre des vorigen Jahrhunderts, — so sind doch infolge der modernen Entwicklungen eigenen Rastlosigkeit und unter sorgfältiger Berücksichtigung aller anfänglich gemachten Erfahrungen heute bereits Konstruktionen geschaffen, die einen Vergleich mit den nicht elektrischen Gießwagen in jeder Hinsicht aushalten.

Es werden die hauptsächlich in der gedrungenen Bauart, in der vervollkommneten Betriebsweise — der

beispielsweise im allgemeinen Kranbau zur Anwendung elektrischer Bewegungsenergie geführt haben.

Dort vermochte weder der Dampfkran mit seiner mangelnden Betriebsbereitschaft, seinem vielgestaltigen Aufbau und seiner oft unreinlichen Arbeitsweise, noch der hydraulische Kran mit seinem für veränderliche Lasten unwirtschaftlichen Betrieb und der umständlichen Zuleitung des bei niederen Temperaturen überdies noch unsicheren

dampf-hydraulische Gießwagen muß ja in eventl. kürzeren Arbeitspausen unter Dampf gehalten werden — und in der vereinfachten Bedienung — beim elektrischen Wagen ist u. a. nur ein Mann auf der Maschine nötig — gelegenen Vorzüge im Anschluß an die bisher gebrachten Ausführungen am besten erkennbar sein durch die Betrachtung eines solchen modernen elektrischen Gießwagens, wie er beispielsweise nach Fig. 5 mehr und mehr in Aufnahme kommt.

Angenehm auffallend ist zuerst die bauliche Einheitlichkeit der vollständigen Maschine, die unter Fortfall des früheren besonderen Antriebswagens nur noch aus dem Auslegerwagen besteht, auf dem geschützt und doch leicht zugänglich sämtliche Antriebe mit dem Führerstand untergebracht sind.

Eine weitere und nicht minder vorteilhafte Einheitlichkeit herrscht bei ihm betreffs des Prinzipes der Bewegungsantriebe, die sämtlich elektrisch sind. Gerade hinsichtlich dieses Punktes begegnet man in der Literatur und viel mehr noch in der Praxis allerdings oft den sich widersprechendsten Ansichten. Man erkennt auch von anderer Seite die Ueberlegenheit der elektrischen Energie für den Gießwagenbetrieb durch ihre Einführung für sämtliche wagerechte Pfannenbewegungen[6]) wohl an, man bestreitet jedoch ihre Ueberlegenheit, ja sogar ihre Zulässigkeit für die Vertikalbewegung der Pfanne, also für das Heben und Senken des Auslegers, mit der stillschweigenden oder offenen Motivierung: nur das Druckwasser biete hierzu eine genügende Sicherheit! Gemeint kann nur sein eine solche gegen das Abstürzen der Last, denn die Genauigkeit des Manövrierens mit der Pfanne muß ja bei den übrigen Bewegungen ebenso groß sein. Daß aber jener Einwand nicht stichhaltig ist, wird in ungezählten Fällen dadurch bewiesen, daß die Elektrizität mit größter Ruhe und bestem Erfolge zum Heben und Senken nicht nur gleichartiger Lasten — wie beim noch zu besprechenden elektrischen Gießkran — sondern noch viel schwererer benutzt wird, deren Absturz wenigstens die gleichen Schädigungen wie beim Gießwagen zur Folge haben würde. Zieht man noch in Betracht, daß die Sicherheit gegen Bruch der im vorliegenden Fall gewählten *Gall*schen (Nickelstahl-) Hubketten durch eine solide Konstruktion beliebig groß gemacht werden kann — in unserem Beispiel etwa 15fach, — so wird man einen überzeugenden sachlichen Grund für die Beibehaltung des zuweilen noch befürworteten elektrisch-hydraulischen Gießwagens schwerlich vorbringen können. Und dies um so weniger, als das örtliche Nebeneinanderbestehen gerade des hydraulischen und des elektrischen Betriebes infolge der durch Undichtigkeiten und Wasserverluste eintretenden Kurzschlüsse trotz Isolierungsmaßregeln immerhin zu Betriebsstörungen Veranlassung geben kann, um so mehr als sich die elektrische Ausrüstung für das Fahren diesfalls ja stets im Unterwagen befindet.

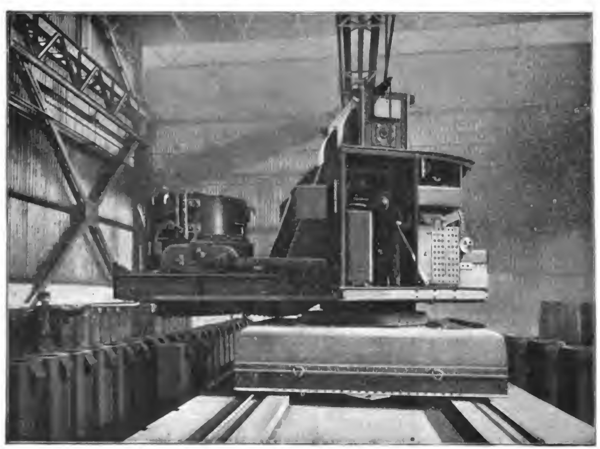


Fig 5.

Es erscheint ganz angebracht, bei dieser Gelegenheit daran zu erinnern, daß man bis vor wenigen Jahren den gleichen Standpunkt für die alleinige Zulässigkeit des Druckwassers zum sicheren Heben auch beim Bau von (Personen-) Aufzügen fast allgemein vertreten hat. Auch hier glaubte man solange, nur bei der direkten Abstützung der Last durch den hydraulischen Kolben die nötige Sicherheit und Manövrierfähigkeit zu haben, bis sich infolge mehrjähriger Erprobung der elektrische Antrieb bekanntlich allen anderen gegenüber als überlegen erwiesen hat. Dieser Vergleich erscheint selbst in Berücksichtigung der Eigenart des Stahlwerksbetriebes statthaft, weil durch jene Erfahrungen ganz allgemein dargetan ist, daß dem Druckwasser als Hubmittel eben nicht das Privileg der Betriebssicherheit zukommt.

Selbstverständliche Voraussetzung allerdings für günstige mit elektrischem Pfannenheben zu erzielende Ergebnisse ist eine zweckmäßige und solide Durchbildung

[6]) Vergl. z. B. Stahl und Eisen 1904, S. 1435 und ff., 1906, S. 931.

des Hubmechanismus. In den hierin begangenen Verstößen wird auch vernünftigerweise allein der Grund der soeben gekennzeichneten Stellungnahme für den elektrisch-hydraulischen Gießwagen zu suchen sein.

So erscheint z. B. der mehrfache direkte Hubspindelantrieb für die Vertikalbewegung des Auslegers (Fig. 6)

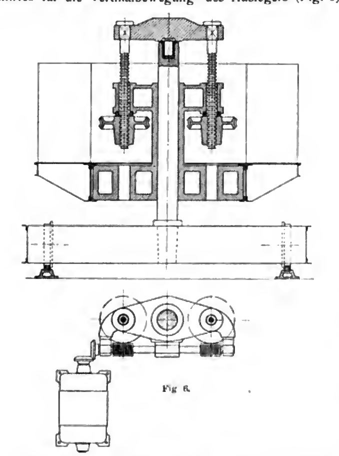


Fig 6.

— besonders beim Fehlen jeglicher Ausgleichvorrichtungen für die beiderseitigen Spindelkräfte — infolge des bei den hohen Flächendrucken und des wegen der mehr oder weniger einseitigen Belastung frühzeitigen Fressens der Getriebeteile als nicht besonders zweckentsprechend. Bei einem derartigen, für ein Lothringer Hüttenwerk gebauten Gießwagen — allerdings wohl dem ersten reinelektrischen — sollen die aufgetretenen Mißstände sogar zur gänzlichen Abstellung der Hubbewegung geführt haben. Daß die diesfalls erforderliche feste Einstellung des Auslegers in die zum Ein- und Abgießen gerade noch angängige mittlere Höhenlage nur als ein dürftiger Notbehelf angesehen werden kann, wird außer Zweifel sein.

Andererseits hat man versucht, den Pfannenhub durch Verwendung eines Balanciers zu erzielen, auf dessen einem Arm die Pfanne (mittels Spindel und Mutter, sowie unter Verwendung von Kegelradübertragungen) verfahrbar ist,

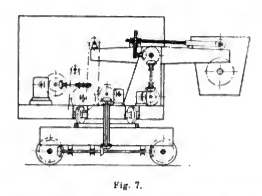


Fig. 7.

während an dessen anderem Armende das Hubspindel- oder dergl. Triebwerk angreift (Fig. 7). Das Wagenfahren erfolgte mittels mehrfacher konischer Vorgelege von einem auf dem schwenkbaren Oberteil montierten Motor aus und zwar mit einer durch den hohlen Königszapfen hindurchgehenden Welle.

Wenn auch dieser Wagen[7]) gegenüber dem letztgenannten unverkennbare Vorzüge aufweist, so dürfte doch erfahrungsgemäß die reichliche und schwer zu umgehende Verwendung konischer Räder als kein die Betriebssicherheit erhöhender Faktor angesehen werden. Daß ferner das Einziehen der Pfanne mitunter auf stark geneigtem Ausleger erfolgen muß, wird auf den Kraftverbrauch ungünstig einwirken.

[7]) In einem älteren und neueren Ausführungsbeispiel in „Stahl und Eisen" 1901, S. 275 bezw. in der „Z. d. V. d. Ing." 1903, S. 422 beschrieben.

(Fortsetzung folgt.)

Aus der metallographischen Praxis.

Einer Reihe von Untersuchungen, über welche *P. D. C. Kley* in einer Versammlung des *Kon. Instituut van Ingenieurs* Mitteilungen machte,[1]) entnehmen wir folgenden interessanten Fall.

Der im Jahre 1902 neugebaute Doppelschraubendampfer *Goentoer* des *Rotterdamer Lloyd* hatte im November 1906 auf der Heimreise im Indischen Ozean einen schweren Sturm ohne Unfall bestanden, verlor dann aber im Roten Meer bei schönem Wetter und ebener See plötzlich eine seiner Schrauben. In Suez wurde festgestellt, daß die Backbordschraubenwelle gebrochen war, so daß die Reise nach Rotterdam mit einer Schraube vollendet werden mußte.

Die Maschinen leisteten bei 83 Umdrehungen i. d. Minute je 2225 PS. Die seit etwa drei Jahren im Gebrauch befindliche Welle hatte 33 cm Durchm. Der Bruch lag 2 cm innerhalb des Wellenrohres. Der Lieferant hatte für das Material keinerlei Garantie übernommen. Die Untersuchung ergab, daß eine gewöhnliche Stahlwelle mit 0,31 0,35 v. H. Kohlenstoffgehalt vorlag.

Zum Vergleich mit den Bildern[2]) des Kleingefüges der gebrochenen Welle ist in Fig. 1 das Gefüge einer normalen Welle mit 0,35 v. H. Kohlenstoffgehalt dargestellt. Der Kohlenstoff ist sehr regelmäßig verteilt; Ferrit und Perlit stehen im richtigen Verhältnis zueinander. Bei stärkerer Vergrößerung erscheint der Perlit geschichtet als Beweis einer langsamen Abkühlung.

In gleicher (40facher) Vergrößerung ist die Welle der *Goentoer* nahe der Bruchstelle in Fig. 2 dargestellt. Der außerordentlich grobe Ferrit, die schlechte Verteilung zwischen Perlit und Ferrit, die großen Platten, mit denen der so äußerst weiche Ferrit sich zwischen die harten Perlitflächen gelagert hat, sind hinreichende Beweise fehlerhafter Behandlung des Materials.

Der Fehler liegt in einer ungenügenden thermischen

[1]) „De Ingenieur" 1907, S. 627—638.

[2]) Die Aetzung erfolgte mit Pikrinsäure.

Behandlung; das Stück ist ein abschreckendes Beispiel einer stark überhitzten Welle.

Fig. 3 zeigt dieselbe Welle, etwa 30 cm von der

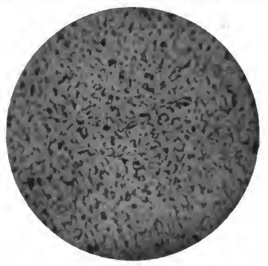


Fig. 1.

Bruchstelle entfernt, wo ihr Zustand offenbar viel besser ist, sogar als normal bezeichnet werden könnte. Die Schraube war also an dem stark überhitzten Ende befestigt. Von diesem interessanten Stück, das leider auf dem Boden des Roten Meeres liegt, läßt sich mit Sicherheit sagen, daß seine Struktur völlig mit Fig. 2 übereinstimmen muß, weil eine Ueberhitzung von einigen hundert Grad, wie sie hier stattgefunden haben muß, nicht rein örtlich stattgefunden haben kann.

Zur Beantwortung der Frage, ob die schlechte Qualität der Welle bei der Probeabnahme bei der Lieferung hätte festgestellt werden können, und ob in dem Falle eine Regeneration der Welle möglich gewesen wäre, wurden noch weitere Untersuchungen ausgeführt. Leider waren die Zahlen der Probeabnahme nicht bekannt. Für die gebrochene Welle fand man an der Bruchstelle:

Zugfestigkeit . . .	48 kg/qmm
Dehnung	30 v. H.
Kontraktion . . .	59,3 v. H.

Fig. 3.



Fig. 4.

Diese Zahlen lassen sicher nicht vermuten, daß ein tatsächlich höchst unzuverlässiges Material vorliegt.

Fig. 4 gibt das Gefüge bei 250facher Vergrößerung wieder, wobei im Ferrit zahlreiche Schlacken wahrgenommen werden. Diese Einschlüsse können, obwohl nicht



Fig. 2.

gewünscht, dennoch im vorliegenden Fall nicht als verderblich angesehen werden. Ihre Anzahl ist dafür zu gering, und die Form, in der sie auftreten — nämlich in runden, wohl umschlossenen Körnchen — ist nicht ungünstig. Der Perlit zeigt auch hier die geschichtete Struktur.

In Fig. 5 ist dieselbe Welle bei 40facher Vergrößerung dargestellt, nachdem sie während einer Stunde bei 800° C ausgeglüht und nachträglich im Luftstrom abgekühlt war. Lufthärtung hat nicht stattgefunden, da Sorbit im Präparat nicht vorhanden war. Das Probestück ist normal in bezug auf die Größe der Ferritkristalle und auf die Verteilung des Perlits.

Um mit Sicherheit nachzuweisen, daß der Unfall tatsächlich einer unrichtigen thermischen Behandlung der Welle zuzuschreiben ist, wurden nach Art der *Wöhler*schen Anordnung Dauerbiegeversuche angestellt, und zwar mit kurzen zylindrischen Probestäben, die in der Mitte auf 1 cm Durchm. scharf eingedreht waren. Die Stäbe wurden mit dem einen Ende in eine



Fig. 5.

wagerecht in zwei Lagern ruhende Welle von etwa 3 cm Durchm. eingeschraubt und an dem freien Ende durch ein



aufgesetztes Lager mit einem Gewicht so beschwert, daß die Biegungsspannung an der Kerbstelle 20 kg/qmm betrug. Die Welle wurde dann mit 450 Umdrehungen i. d. Minute angetrieben und die Zahl der Umdrehungen bis zum Bruch der Probe festgestellt. Sie betrug:

1. für eine normale Wellle mit 0,4 v. H. Kohlenstoffgehalt 54 000,
2. für die *Goentoer*-Welle
   a) im ursprünglichen Zustande 24 750,
   b) nach einstündlichem Ausglühen bei 800° C 45 000.

Der Materialfehler, sowie die Art nach welcher die Welle hätte regeneriert werden können, ist durch die Ergebnisse der obigen Untersuchung genügend aufgeklärt.

F. Kerdyk.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Farbenmesser. (*Ives.*) Die Messung von Farben mit dem neuen Instrument beruht auf dem Vergleich mit einem Lichtfleck, dessen Färbung durch Mischung der drei Grundfarben rot, grün und blau erhalten wird. Die Farben werden durch Spalte aus einem Spektrum abgesondert und durch ein Beugungsgitter wieder gemischt. Je nach der Spaltbreite, die durch Mikrometerschrauben eingestellt werden kann, werden die Intensitäten der entsprechenden farbigen Lichtmengen geändert. (Electrical Review 1907, Bd. II, S. 145.) *Pr.*

Aufzeichnender Erschütterungsmesser. (*Munro.*) Der Apparat dient dazu, die Schwankungen von Eisenbahnfahrzeugen aufzuzeichnen und zwar spricht er sowohl auf Stöße an, die von Unregelmäßigkeiten der Strecke als auch auf solche, die von den hin- und hergehenden Triebwerksteilen der Lokomotive herrühren. Das Prinzip des Apparates entspricht dem Seismographen, indem zwei schwebende Pendel, die infolge ihrer Trägheit den schnellen Erschütterungen des Fahrzeuges und damit des Apparatgestelles nicht folgen, die wagerechten und senkrechten Komponenten der Stöße mittels eines Hebelwerkes auf einem durch ein Uhrwerk bewegten Papierstreifen aufzeichnen. Englische und japanische Bahnen haben mit dem Erschütterungsmesser sehr gute Erfahrungen gemacht; beispielsweise hat die japanische Eisenbahnverwaltung auf Grund der ungünstigen Schaulinien die Ausbalanzierung einer beträchtlichen Anzahl Lokomotiven verbessern lassen und konnte hernach auf der in Frage kommenden Schmalspurbahn die Fahrgeschwindigkeit von 39 auf 56 km/Std. erhöhen. (Verkehrstechnische Woche und Eisenbahntechnische Zeitschrift 1907, S. 1210.) *Pr.*

Elektrotechnik.

Stromrückgewinnung. (*Cooper.*) Um bei Fahrzeugen, die mit Einphasen-Wechselstrommotoren ausgerüstet sind, beim Bremsen und beim Befahren von Gefällen Energie ins Netz zurückzuliefern, wird ein Motor als Erregermaschine für die übrigen verwendet. Der gelieferte Erregerstrom wird mit Hilfe eines Transformators mit mehreren Anschlüssen in weiten Grenzen geregelt. Die Fremderregung sichert unbedingt gegen eine Stromaufnahme der Motoren; im übrigen hat sich auch gezeigt, daß kurze Unterbrechungen der Stromabführung vom Fahrzeug in die Fahrleitung ohne Einfluß auf die Arbeitsweise der als Stromerzeuger arbeitenden Motoren ist. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 1145—1149.) *Pr.*

Lokomotivbau.

Zahnradlokomotive. Das kombinierte Adhäsion- und Zahnradsystem *Abt* wurde 1882 auf der Harzbahn (Blankenburg—Tanne) zum ersten mal verwendet. Seit einem Vierteljahrhundert ist *Abt* bestrebt das Zahnradsystem, das schon in Amerika und in der Schweiz für kleinere Verhältnisse ausgeführt war, auch für Hauptbahnen umzugestalten und zwar so, daß sämtliche Wagen der gewöhnlichen Bahnen unverändert auch auf die Zahnstangenbahn übergehen können. Die dabei notwendigen Lokomotiven müssen für den Betrieb auf wenig geneigten, wie auf steilen Strecken geeignet sein. Deshalb ist bei denselben eine vollständige Trennung des Adhäsions- und des Zahnradmechanismus durchgeführt. Das Reibungsgewicht der Lokomotive wird auf der ganzen Fahrt zur Fortbewegung des Zuges benutzt. Bei Steilrampen kommt noch Zahnstange und Zahnrad hinzu. Die Zahnräder werden durch ein besonderes Dampfzylinderpaar angetrieben. Der Eingriff der Zahnräder in die Zahnstange erfolgt ohne Anhalten des Zuges selbsttätig durch ein elastisch gelagertes Zahnstangenstück besonderer Konstruktion. Die Zahnstange besteht aus zwei oder drei nebeneinander gelagerten Lamellen, deren Zähne und Stöße versetzt sind. Durch Verwendung mehrerer Zahnräder wird dadurch ein gleichzeitiges Eingreifen mehrerer Zähne erreicht, wodurch Stöße im Zahnradmechanismus vermieden werden. Zur Zeit sind 52 Linien mit über 1000 km Länge, wovon 350 km mit Zahnstange ausgerüstet sind, mit Kurven bis 8 m Krümmungsradius in Betrieb. Etwa 300 Lokomotiven, von denen die kleinste 6 t, die größte 81 t Betriebsgewicht hat, wurden nach dem System *Abt* gebaut. (Schweizer Bauztg. 1907, S. 127—128.) *W.*

Motorwagen.

Motorwagen-Ausrüstungen. (*Hill.*) Unter den Verbesserungen an den Ausrüstungen von Motorwagen ist bei den Motoren die neue Isolation der Feldspulen bemerkenswert. Die Spulen werden mit einer kräftigen Bandwicklung versehen und ohne Spulenkasten hergestellt. Das Isolationsmaterial bildet ferner nicht nur einen äußeren Ueberzug, sondern durchdringt die Spule vollständig. Dies wird durch Behandlung im Vacuum erzielt, wodurch gleichzeitig sämtliche Feuchtigkeit und Luft aus der Spule entfernt wird. Die Spule erhält durch dieses Verfahren eine größere mechanische Festigkeit und kann daher besser gegen Erschütterungen gesichert werden. Die Spulenenden werden meist verstärkt und mit einem Schutz versehen, um Brüche infolge Durchrüttelns zu vermeiden.

Der Kommutator und die Bürsten erfordern noch immer die sorgfältigste Beobachtung, die namentlich auf die richtige Wahl des Bürstenmaterials zu richten ist. Hauptbestandteile dieser Kohlen sind harter Gaskokes, Graphitkohle, sowie ein geeignetes Bindemittel wie Teer oder dergl. Die Kokesbestandteile wirken schleifend auf die Glimmerzwischenlagen; die Graphitteile anderseits wirken schmierend. Je nach der Menge und der Beschaffenheit des Glimmers in dem Kommutator, der Umfangsgeschwindigkeit, der Bürstendicke und bis zu einem gewissen Grade auch je nach den Betriebsbedingungen muß das Verhältnis der Kohlenbestandteile gewählt werden. Die Sorgfalt, die der Auswahl des richtigen Bürstenmaterials zugewendet wird, macht sich reichlich durch die Verringerung der Unterhaltungskosten bezahlt. In neuester Zeit hat man auch in die Bahnmotoren Kommutierungspole eingebaut, durch die nunmehr die Motorleistung nicht mehr von der Funkengrenze des Motors, sondern nur noch von der Erwärmung abhängig ist. Selbst für starke Ueberlastungen, sowohl bezüglich der Stromstärke, als auch der Spannungen wird eine gute Kommutierung erzielt.

Bei der Schmierung ist man von Fett zur Verwendung von Oel übergegangen, da die Ueberwachungs- und Unterhaltungskosten verringert und die Lebensdauer der Lager nahezu verdoppelt wurde. Letztere beträgt etwa 80 000 Wagenkilometer bei Oelschmierung.

Für die Achsen und Zahnräder hat man besseres Material

beschafft. Der Achsstahl hat jetzt eine Zugfestigkeit von 4900 bis 5300 kg/qcm, der Stahl für die kleinen Zahnräder 6 bis 7000 kg/qcm. Die Zugfestigkeit des Stahlgusses für die großen Zahnräder ist naturgemäß geringer; indessen für die größeren Motoren nimmt man entweder aus einem Stück geschmiedete Räder oder man schrumpft einen geschmiedeten Ring auf einen Stahlgußstern auf und erhält so für die Verzahnung besonders gutes Material. Geteilte Zahnräder werden fast nur noch für leichtere Ausrüstungen verwendet, und zwar wird die Verbindung der Radhälften durch vier Bolzen derjenigen durch acht Bolzen vorgezogen.

Die Radschutzkästen werden jetzt an drei statt an zwei Punkten aufgehängt, um sie besser gegen Brüche zu sichern. Temperguß hat sich bisher noch als brauchbarstes Material erwiesen. Versuche, der Gewichtsersparnis wegen, genietete Kästen aus Blech zu verwenden, haben mit wenigen Ausnahmen schlechte Ergebnisse gehabt, da die Nieten sich los rütteln. Kürzlich ist man dazu übergegangen, Radschutzkästen aus Blech zusammenzuschweißen. Diese Kästen haben sich bisher bewährt.

Bei den Walzenschaltern hat man anstelle der bisher verwendeten einen, jetzt mehrere Funkenlöschspulen eingebaut, um bei den größeren Stromstärken ein schnelleres Ausblasen der Funken zu erzielen. Hierdurch werden die Kontakte wesentlich geschont. Noch wirksamer wird dieses durch Verwendung eines besonderen Schalters erreicht, der durch Hilfskontakte von der Fahrwalze aus elektromagnetisch gesteuert wird. Mit dieser Verbesserung können für 500 Volt gebaute Schalter ohne weiteres für 600 bis 650 Volt verwendet werden; ferner wird der Höchststromunterbrecher wesentlich vereinfacht, da er nicht mehr den Motorenstrom selbst, sondern nur noch den Steuerstrom des Hilfsschalters zu unterbrechen hat.

Bei den Rollenstromabnehmern ist es wichtig, daß durch eine gegen die Rolle schleifende Feder eine gute Stromüberleitung stattfindet, da andernfalls das Lager durch den Strom zerstört wird. Uebrigens bürgert sich auf den Ueberlandstrecken mit der Kettenlinienaufhängung mehr und mehr auch der Scheerenstromabnehmer ein. (Street Railway Journal 1907. Bd. I, S. 1157-1159.) *Pr.*

Motorsprengwagen. (*Heller.*) Der Motorantrieb hat für Behälterwagen, die zum Besprengen von staubigen Straßen mit Wasser dienen, nicht nur den Vorteil daß eine größere Wassermenge mitgeführt werden kann, wie wenn die Wagen von Pferden gezogen werden, sondern es fällt auch besonders ins Gewicht, daß die Straßenbreite, die bei einmaligem Darüberfahren besprengt wird, von etwa 4—6 m auf 20 m gesteigert werden kann.

Bei einem wiederholt ausgeführten Motorsprengwagen der *Società Torinese Automobil Rapid* in Turin mit 16—18 PS Motorleistung sind die beiden Sprengdüsen am vorderen Ende seitlich am Wagen angeordnet. Der vierzylindrige Antriebmotor hat einzeln gegossene, wassergekühlte Zylinder von 110 mm Durchm. und 120 mm Hub mit symmetrisch angeordneten, gesteuerten Einlaß- und Auspuffventilen. Anzahl Umdreh. i. d. Minute 900. Der Motor treibt die zweiteilige Hinterachse des Wagens unter Vermittlung einer Lamellenkupplung durch ein vierstufiges Rädergetriebe an. Das Gehäuse des Getriebekastens ist nach vorne hin etwas verlängert, während auf die Hauptwelle des Getriebes ein verschiebbares Stirnrad gesetzt worden ist, das zum Antrieb einer Luftpumpe unterhalb des Führersitzes dient. Diese liefert Druckluft durch eine 50 mm weite Rohrleitung in einen Dom des Wasserbehälters. Der Wasserinhalt steht unter einem unveränderlichen, der zu besprengenden Straßenbreite entsprechenden Druck.

Einen ähnlichen Motorsprengwagen baute die *Neue Automobil-Gesellschaft* für die Straßenreinigung der Stadt Berlin, der mit einem kastenförmigen Behälter von 5 cbm Inhalt versehen ist und mit einmaliger Füllung 1,5 km Weglänge auf einer 20 m breiten Straße besprengen kann. Die Luftpumpe von 3,5 PS hält das Wasser unter einem ständigen Druck von 2 at. Die Sprengdüsen sind hier am hinteren Wagenende angeordnet. Die Breite des Wasserstrahls und die erforderliche Wassermenge werden vom Führersitz aus durch einen Begleiter des Wagenführers geregelt. Der Druck im Wasserbehälter reicht aus, um auch neben der Fahrstraße laufende Fußgängerwege zu besprengen, ohne darüberfahren zu müssen. (Z. d. V. d. I. 1907, S. 1423—1426.) *Ky.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Straßenbahnen. Beim Umbau der Kabelbahnen in San Francisco für elektrischen Betrieb wird der aufgebrochene Beton zum Unterstopfen der neuen Gleise verwendet. Zur Zerkleinerung dienen auf Plattformwagen angebrachte Steinbrecher, deren Antriebsmotoren mit Strom aus der Oberleitung gespeist werden. Die zerkleinerten Stücke fallen von dem Wagen herab unmittelbar zwischen und neben die Schienen und werden von der Stopfkolonne sofort in die richtige Lage gebracht. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 1113.) *Pr.*

Straßenbahnen. In Chicago sind für Erneuerungen Rillenschienen von 58,5 kg/m Gewicht, 230 mm Höhe, 152 mm Fußbreite und 133 mm Kopfbreite vorgeschrieben, der Steg soll 150 mm hoch und 13 mm dick, die Lauffläche 70 mm und die Spurrille 45 mm breit sein. Die Stöße müssen geschweißt oder von gleich guter Beschaffenheit wie geschweißte sein. Nur im letzteren Falle müssen Schienenverbindungen verwendet werden. An Kreuzungen und Herzstücken sind die der Abnutzung besonders ausgesetzten Teile aus gehärtetem Stahl herzustellen. Die Oberleitungsmaste sollen ein Gewicht von etwa 400 kg haben und in Abständen von 30—35 m in Beton gesetzt werden. Sie brauchen in keiner Weise durch Sockel oder Köpfe verziert sein, müssen aber sorgfältig gestrichen werden. Der Fahrdraht muß mindestens 6,5 mm Durchm. haben. Speiseleitungen sind möglichst unterirdisch zu verlegen; solche, die Spannungen von 1000 Volt und mehr führen, sind unbedingt als Kabel zu verlegen.

Für Neupflasterungen sind Granitsteine von 90—140 mm Breite, 180—280 mm Länge und mindestens 127 mm Höhe zu verwenden. Die Zwischenräume sollen im Mittel 13 mm breit sein und sind bis 50 mm unter die Oberfläche mit Kiessand und dann mit heißem Teer zu füllen. (The Electrical Review, London 1907, Bd. II, S. 239—240.) *Pr.*

Telegraphie.

Gitterturm. Für die Station für drahtlose Fernschrift in Nauen der *Telefunken G. m. b. H.* wurde von der Firma *Hein. Lehmann & Co., A.-G.* in Reinickendorf ein 100 m hoher Gitterturm zum Tragen der Antenne ausgeführt, dessen Gesamtgewicht nur 46 t beträgt. Der Turm besteht aus drei parallel verlaufenden Längseisenschienen, die durch diagonale Seitenversteifungen zusammengehalten werden; sein Grundriß hat die Form eines gleichseitigen Dreiecks. Von etwa 6 m über dem Boden an laufen die Seitenschienen nach unten hin zusammen, so daß der Turm in eine Spitze endigt, deren Lagerung eine große Stahlkugel bildet. Zwecks wirksamer Isolierung von der Erde ist dieses Kugelgelenk auf eine Micanitplatte gesetzt, die ihrerseits wieder auf einem starken Marmorblock liegt, der von einem kräftigen Betonklotz getragen wird. Für die Gründung wurden 8 mm starke Blechplatten eingerammt, der Sand aus dem dadurch umgrenzten Raum ausgebaggert, die Ankerträger verlegt und schließlich im Mischungssatz 1 : 3 : 6 ausbetoniert.

Den Turm halten gegen seitliche Abweichungen drei etwa 80 m oberhalb des Bodens befestigte, aus Spannstangen bestehende Ketten, deren jede mehr wie 100 m lang ist. Die Unterenden dieser Ketten sind wirksam isoliert und je in einem Fundament von 85 000 kg Gewicht verankert, wobei je vier Träger von 6,6 m Länge in die Erde eingerammt und in Beton eingegossen wurden.

Die drei Seitenstreben des Turmes bestehen aus je 12 etwa 8 m langen Teilstücken, das Stück 600 kg schwer, während 81 Streben von 6 m Länge eingebaut wurden. Zwischen

den Vertikalschienen laufen diagonal 23 Treppen zu je 16 Stufen. In 100 m Höhe ist eine Plattform angebracht, welche ein Gerüst mit drei Rollenpaaren zur Unterstützung des Luftleiternetzes trägt.

Die Aufstellung des Bauwerkes geschah folgendermaßen. Sobald mittels Hebebäume der Fuß des Turmes und die untersten 12 m errichtet waren, wurden in Entfernungen von 30 und 60 m je drei Pfähle eingerammt und die Turmstiele mit Drahtseilen mit diesen Pfählen verbunden. Hierauf wurde in das 12 m hohe Turmstück der eigentliche Montagekasten in Form eines aus vier Stockwerken bestehenden Förderkorbes gebracht. Ein kleiner Schwenkkran befand sich auf dem obersten Stockwerk zum Heraufholen der Konstruktionsteile, dessen Zugseil nach einer am Fuß des Turmes aufgestellten Winde lief. Am Stiel des Turmes saß unter jeder Ecke des Korbes ein Haken, auf die der Korb sich stützte. Wenn nun von diesem Montagekasten aus ein Turmstück von 8 m Höhe fertiggestellt war, wurde der Korb um ein gleiches Maß hinaufgezogen und ein neues Stück in Angriff genommen. Beim Herunterbringen des Korbes wurden die Treppen und Podeste eingebaut. Die eigentliche Montage beanspruchte nur vier Wochen. (Der Eisenkonstrukteur 1907, S. 193—195.) *Ky.*

Turbinen.

Die Regulierung von Wasserturbinen. (*Ball.*) Die Vorrichtungen zur Veränderung der Umlaufzahl von Wasserturbinen, die erst mit der Anwendung von Wasserkräften bei der Erzeugung von elektrischer Energie unentbehrlich geworden sind, unterscheiden sich grundsätzlich von denjenigen, die bei Dampfmaschinen oder Dampfturbinen verwendet werden, und zwar in erster Linie wegen der völligen Verschiedenheit der treibenden Mittel. Während bei den Dampfmotoren verhältnismäßig leichte Konstruktionsteile verstellt zu werden brauchen, um den Zutritt des Kraftmittels zu verändern oder vollkommen abzusperren, läuft der Reguliervorgang bei Wasserkraftmaschinen auf die Beschleunigung oder Verzögerung von so großen Massen hinaus, daß der hierfür erforderliche Kraftaufwand in keinem Falle, selbst nicht bei größten Abmessungen, an einem Fliehkraftregulator verfügbar gemacht werden könnte. Hierfür sind daher Einrichtungen erforderlich, die unter Vermittlung des Regulators von Zeit zu Zeit zur Wirkung gebracht werden. Die heute gebräuchlichen Turbinenregulatoren können nach verschiedenen Gesichtspunkten getrennt behandelt werden. Insoweit die Bauart der Turbinen von der Größe des Gefälles abhängig ist, wird auch die Konstruktion des Regulators davon beeinflußt, so daß man sie in solche für kleine Gefälle (0,457 bis 9,15 m), mittlere Gefälle (9,15 bis 91,5 m) und große Gefälle (91,5 bis 920 m) unterscheiden kann. Von einem anderen Gesichtspunkt aus kann man die Turbinenregulatoren trennen in solche, die erst bei einer bestimmten obersten oder untersten Grenze der Geschwindigkeit in Tätigkeit treten (sogenannte Sicherheitsregulatoren) und solche, die ständig mit der Turbine verbunden sind, und die möglichst schon bei der kleinsten Geschwindigkeitsänderung zur Wirkung gelangen. In Anbetracht der hohen Anforderungen, die der Betrieb von elektrischen Maschinen an die Gleichmäßigkeit des Ganges stellt, werden für solche Zwecke natürlich die letztgenannten Regulatoren weitaus vorteilhafter sein. Endlich kann man die Regulatoren hinsichtlich der Art und Weise der Kraftübertragung auf das eigentliche Steuerorgan der Turbine unterscheiden in Regulatoren mit rein mechanischem und solche mit Antrieb durch eine Druckflüssigkeit. Gegenüber dem Antrieb durch eine Druckflüssigkeit ist der rein mechanische Antrieb, der eine große Zahl von Ausgleich-, Wechsel- oder Reibrädergetrieben voraussetzt und neben seinem Geräusch auch eine Menge Verluste mit sich bringt, in der letzten Zeit stark in den Hintergrund getreten. Neuerdings werden Druckwasser- oder Druckölregulatoren nicht nur bei großen Gefällen, wo Druckwasser zur Verfügung steht, sondern auch bei kleinen Gefällen, wo besondere Druckpumpen angewendet werden müssen, häufig eingebaut. (Engineering 1907, S. 282—284.) *H.*

Zweistufige Verbundturbine zur Ausnutzung sehr großer Gefälle. (*Pfarr.*) In dem Wasserkraftwerk Wiesberg, Tirol, der *Continentalen Gesellschaft für angewandte Elektrizität*, das zur Versorgung der Karbidfabrik *Landeck* sowie zur Abgabe von Strom für Kraft- und Lichtzwecke dient, sind drei Spiralturbinen von je 1500 PS_e und 300 Umdrehungen i. d. Minute zur Ausnutzung des 87 m hohen Gefälles aufgestellt, deren Wirkungsgrad im Laufe des Betriebes durch beträchtliche Korrosionen an den Leit- und Laufrädern und durch Ausschleifen der Kranzspalte erheblich abgenommen hat. Da namentlich die Anfressungen unabhängig davon auftraten, ob stark sandhaltiges Sommerwasser von den Gletschern oder vollkommen klares Winterwasser vorhanden war, so mußten sie weniger auf Verunreinigungen des Wassers als auf die hohen Durchtrittgeschwindigkeiten zurückgeführt werden. Infolgedessen ist eine Verbundturbine, Bauart *Pfarr*, ausgeführt worden, die dort seit Juli 1906 mit bestem Erfolg im Betrieb ist. In der mit zwei Laufrädern auf gemeinsamer Achse versehenen Spiralreaktionsturbine wird der insgesamt verfügbare Druck des Wassers stufenweise ausgenutzt, derart, daß jedes Laufrad nur den halben Wasserdruck auszuhalten hat und, da die Laufräder mit den Rücken gegeneinander stehen, die Achsialdrücke einander gegenseitig aufheben. Die Turbinen haben drehbare Leitschaufeln, die gemeinsam von der Regulierwelle bewegt werden, aber auch unabhängig voneinander eingestellt werden können, um völligen Ausgleich der Achsialdrücke herbeizuführen. Bei den im April 1907 vorgenommenen Leistungsversuchen lieferte der mit der Verbundturbine gekuppelte Drehstromanzeiger zwischen 4800 und 11200 Volt und wurde mit 185—385 Umdrehungen i. d. Minute betrieben. Bei 90 v. H. Oeffnung der Leitschaufeln hat sich ein Turbinenwirkungsgrad von 0,825—0,861 ergeben. (Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1907, S. 345—349.) *H.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraft-Elektrizitätswerk am Necaxa-Fluß in Mexico. Etwa 150 km von der Stadt Mexico entfernt ist im Laufe der letzten zwei Jahre eine der größten Wasserkraftanlagen der Welt erbaut worden, die nicht nur die Stadt selbst, sondern auch das ganze 120 km davon entfernte Gebiet der Gold- und Silberminen mit Strom zu versorgen bestimmt ist. Das Kraftwasser wird den beiden Flüssen Tenango und Necaxa entnommen, die etwa 145 km nordöstlich der Stadt Mexico entspringen und die in ihrem Oberlauf durch einen 12 m hohen Damm und einen 1000 m langen Tunnel vereinigt worden sind. Das Wasser wird in einem Staubecken von etwa 45 Mill. cbm Fassungsraum gesammelt und strömt aus diesem durch zwei teilweise als Tunnel ausgeführte Druckleitungen von 2,6 m Durchm., einem Verteiler und von da durch 6 Leitungen von 760 mm Durchm. dem 720 m entfernten Maschinenhause zu. Das nutzbare Gefälle, das auf diese Weise erreicht wird, beträgt 442 m. In dem aus Eisenbeton erbauten Maschinenhause sind gegenwärtig 6 *Escher, Wyß*-Turbinen von 2,54 m Durchm. untergebracht, die mit je einem *Siemens-Schuckert*-Drehstromerzeuger unmittelbar gekuppelt sind und bei 300 Umdreh. i. d. Minute 7000—9000 PS leisten. Außerdem sind für Erregerzwecke zwei von den Hauptmaschinen angetriebene 60 KW- und zwei durch Induktionsmotore bewegte 250 KW-Gleichstrommaschinen von 125 Volt Spannung vorhanden. Der mit 4000 Volt erzeugte Drehstrom wird im Werk in 15 wassergekühlten Transformatoren auf 40—60000 Volt erhöht und den 120 und 150 km entfernten Umformerwerken in El Oro, im Minengebiet, sowie in der Stadt Mexico zugeführt, wo je nach der Schaltungsweise der Oeltransformatoren Strom von 1500—6000 Volt Spannung abgegeben werden kann. Unmittelbar unterhalb des beschriebenen Kraftwerkes kann das Wasser abermals mit 210 m Ge-

fälle ausgenutzt werden, so daß die beiden Flüsse noch weitere 20000 PS zu liefern imstande wären. (Elektrotechn. Zeitschr. vom 22. August 1907, S. 841—842.) *H.*

Der Umbau des Rabiusa - Wasserkraftwerkes bei Chur. (*Herzog.*) Das im Jahre 1892 an der Vereinigungsstelle des Rabiusa- und des Plessur-Flusses errichtete Wasserkraftwerk, das ursprünglich 350 PS lieferte, ist vor kurzem in der Weise umgebaut worden, daß oberhalb des durch eine 9 m hohe Talsperre geschaffenen Stausees ein Stollen abgezweigt worden ist, der erst unterhalb der zweiten Talsperre in den Flußlauf mündet, derart, daß das Staubecken immer voll gehalten und nur die überschüssige Wassermenge abgeleitet wird. Von dem Stausee führt eine schmiedeeiserne Druckleitung von 800 mm lichter Weite zu dem Kraftwerk, die in einem 324 m langen Stollen längs des Plessur-Flusses verlegt ist; dieser Stollen soll später als Druckstollen für die Ausnutzung der Wasserkraft des Plessur dienen. In dem Maschinenhaus sind gegenwärtig drei Maschinengruppen aufgestellt; diese bestehen je aus einer *Pelton*-Turbine von *Escher, Wyß & Co.* in Zürich, die bei 1200 mm Schaufelraddurchm., 83,1 m Nutzgefälle und 375 Umdrehungen i. d. Min. 250 PS leistet und mit einem *Oerlikon*-Drehstromerzeuger von 2000 Volt Spannung und 50 Perioden i. d. Sek. unmittelbar gekuppelt ist. Die Regulierung der Umlaufzahl erfolgt durch zwei mit Hilfe eines hydraulischen Differentialkolbens verstellbare Nadelventile, von denen das obere gleichzeitig als Kolbenstange des Servomotors ausgebildet ist, während das untere durch ein mit dem Servomotor verbundenes Gestänge betätigt wird. Außer den angeführten Maschinen ist noch eine von *Brown, Boveri & Co.* im Jahre 1901 gelieferte Dampfturbine für 300 PS Leistung bei 11 at Dampfüberdruck, 250° Ueberhitzung und 3900 Umdrehungen i. d. Min. vorhanden. Durch die Ausnutzung der Wasserkraft des Plessur-Flusses soll die Gesamtleistung des Kraftwerkes später auf 1505 PS erhöht werden. (Zeitschrift f. d. gesamte Turbinenwesen 1907, S. 374—378.) *H.*

Wasserkraft-Elektrizitätswerk am Kern River der Edison Electric Company in Los Angeles. (*Whiting.*) Von den umfangreichen Anlagen, die von der *Edison Electric Company* in Los Angeles (Kalifornien) geplant werden, um die Wasserkraft des Kern River vollkommen auszunutzen, stellt das eben in Betrieb genommene Kraftwerk No. 1 mit 20000 KW Gesamtleistung den Anfang dar. Es nutzt den untersten Teil von 260 m des Gesamtgefälles aus. Durch einen Staudamm aus Beton, der 61 m lang und 10,5 m hoch ist, wird das Kraftwasser zunächst im Tale des Kern River gesammelt und durch einen mehr als 13 km langen, größtenteils aus Zementmauerwerk ausgeführten, überdeckten Oberwassergraben, der mit Rechen und Einlaufschützen versehen ist, der eigentlichen Druckleitung von 510 m Länge, 2,25 m Durchm. und 45° mittlerer Neigung zugeführt, die als Tunnel in den Felsen gebohrt und im unteren Teil zum Schutz gegen den Angriff durch das Wasser mit einem Futter aus Stahlblech versehen ist. Am unteren Ende der Druckleitung befindet sich das ganz aus Beton bestehende Maschinenhaus mit seiner 49,4 m langen und 20 m breiten Haupthalle, in welcher vier Maschinengruppen von je 5000 KW Leistung aufgestellt sind. Jede Gruppe besteht aus einem Drehstromerzeuger von 2300 Volt und 50 Perioden, dessen Welle an jedem Ende ein Peltonrad von 2916 mm Durchm. aus Gußstahl mit 18 Bronzeschaufeln von etwa 700 mm Breite fliegend trägt. Zu jedem Peltonrad zweigt eine 711 mm weite Rohrleitung von dem großen Druckrohr ab. Die beiden Peltonräder einer Maschinengruppe leisten 10750 PS bei 250 Umdreh. i. d. Min. und sollen bis zu 82 v. H. Wirkungsgrad ergeben. Die Regulierung erfolgt in der Weise, daß der überschüssige Teil des Kraftwassers an der eigentlichen Kraftdüse vorbei in eine Nebendüse abläuft, so daß keine Stauung des Druckwassers in der Hauptleitung eintreten kann, und da sowohl das Stauwehr als auch das Einlaufbecken mit reichlichen Ueberfallöffnungen versehen sind, so ist der Betrieb des Kraftwerkes auch bei Hochwasser gesichert. Der erzeugte Strom wird in Oeltransformatoren auf 60000, später auch auf 75000 Volt Spannung gebracht und nach dem Verteilwerk in Los Angeles auf etwa 190 km Entfernung übertragen, wo eine ausreichende Dampfkraftreserve vorhanden ist. (The Engineering Record 1907, S. 140—144 und S. 175—181.) *H.*

Bücherschau.

G. Lickfeld. Aus der Gasmotorenpraxis. Zweite Auflage. München und Berlin. R. Oldenbourg.

Bietet die Tatsache einer „zweiten" Auflage an sich schon eine gewisse Empfehlung bei einem Werke, so wird eine nähere Prüfung des vorliegenden Buches ohne weiteres eine erhebliche Verstärkung dieses guten Urteils hervorrufen. „Aus der Praxis — für die Praxis", das ist die Empfindung, die den Leser von dem ersten Abschnitt bis zum Schlußwort nicht verläßt. Was ist aus dem Gasmotor geworden, seitdem dieses Buch zum ersten Male erschien! Der damalige Kleinmotor hat sich zur Großkraftmaschine einerseits, zum Automobilmotor andererseits entwickelt. Dem entspricht naturgemäß eine vollständige Umarbeitung und erhebliche Erweiterung des Werkchens. Sein Studium führt in leicht faßlicher Weise zum Verständnis der Bauart und Wirkungsweise der Motoren, gibt praktische Ratschläge über die Gesichtspunkte, welche beim Ankauf zu beobachten sind, nach welcher Richtung hin insbesondere sich die Prüfung zu erstrecken hat. Es folgt eine Abhandlung über die Wartung der Maschinen, ein sehr wichtiges und ausführliches Kapitel über die Beseitigung von Betriebsstörungen, und den Schluß macht eine kurze Betrachtung über die Gefahren und Vorsichtsmaßregeln beim Umgang mit Gasmotoren. Würde sich jeder Besitzer einer solchen Maschine mit den in diesem Buche gegebenen Aufklärungen und Lehren gründlich vertraut machen, so würden eine Menge heute noch weit verbreiteter Vorurteile schwinden, und an vielen Stellen würde man das Widerstreben gegen den Gasmotor aufgeben. Rasch würde man dann auch dort erkennen, daß er nicht nur im allgemeinen die wirtschaftlichste Kraftquelle ist, sondern auch vollkommen hinreichende Betriebssicherheit bietet, sobald er nur richtig behandelt wird. So kann man dem Verfasser nur dankbar sein und muß ohne weiteres anerkennen, daß er durch dieses Buch erheblich dazu beitragen wird, „das Verständnis für die Eigenart der Gasmotoren zu fördern und das Arbeiten mit ihnen zu einem angenehmen zu machen".

Friedrich Meyenberg.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Chemisch-technische Bibliothek. Band 179. Zweite Auflage. Das Gesamtgebiet der Vergolderei nach den neuesten Fortschritten und Verbesserungen. Praktisches Handbuch für Vergolder, Maler, Bildhauer, Blankglaser und andere Praktiker. Von *Otto Rentzsch*, Vergolder. Mit 75 Abb. Zweite, bedeutend erweiterte Auflage. Wien und Leipzig. A. Hartleben. Preis geh. M. 4,—.

Die Starkstromtechnik. Ein Hand- und Lehrbuch in zwei Bänden von Professor *Wilhelm Biscan*, Direktor und Begründer des städtischen Elektrotechnikums Teplitz. 2. Band: Verbrauch, Verteilung und Messung der elektrischen Energie. Mit 608 Abb. Leipzig 1907. Carl Scholtze (W. Junghans). Preis geh. M. 15,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 44. Berlin, 2. November 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2



Beitrag zur genauen Konstruktion der Zeuner'schen und Müller-Reuleaux'schen Schieberdiagramme.

Von **H. Nolet**, Ingenieur, Hengelo (Holland).

Es sei im Folgenden ein, so weit mir bekannt ist, neues Verfahren gegeben, die Endlichkeit der Stangenlängen auf ganz einfache Weise bei der Konstruktion der üblichen Schieberdiagramme zu berücksichtigen, ohne daß es notwendig ist, die äußerst lästigen und ungenauen

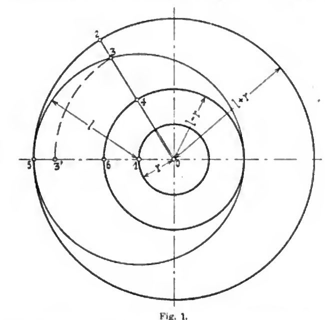


Fig. 1.

Kreisbogen zu schlagen. Zwar besteht ein Annäherungsverfahren von *Brix* und ein genaues von *Goldberger* (D. p. J. 1905, Heft 29); das Folgende ist aber mit diesen auf den Konstruktionsbureaus sehr gut brauchbar und dabei mathematisch genau.

Das Verfahren stützt sich auf die von Professor *Müller* angegebene Ermittelung, bei einer gegebenen Kurbelstellung die zugehörige Lage des Kolbens (resp. Schiebers) bei Berücksichtigung der endlichen Stangenlängen zu finden.

Zum leichteren Verständnis sei das *Müller*sche Verfahren an Hand von Fig. 1 zuerst hier kurz erwähnt.

Um den Koordinatenanfangspunkt O werden mit den Radien $r =$ Kurbellänge, $l - r$, und $l + r$, wobei $l =$ Stangenlänge, Kreise geschlagen und um den Schnittpunkt 1 des $r -$ Kreises mit der (negativen) x-Achse, ein Kreis mit dem Radius l.

Bei gegebener Kurbelstellung z. B. $O - 2$ findet man jetzt das Verhältnis, worin der Kolben (resp. Schieber) den Kolben- oder Schieberweg teilt, gegeben durch das Verhältnis der Stücke $2 - 3$ und $3 - 4$.

Das Stück $5 - 6$ ist gleich

$$\{(l + r) - (l - r)\} = 2r =$$

dem Hube s und ebenso ist das Stück $2 - 4 = s$.

Ueberträgt man den Punkt 3, durch einen mit dem Radius $O - 3$ um den Punkt O geschlagenen Kreis nach $3'$ auf der x-Achse, so ist $5 - 3' : 3' \; 6$ das Verhältnis, worin der Kolben (resp. Schieber) seinen Weg teilt.

Um nun diese Fig. 1 mit den gebräuchlichen Schieberdiagrammen zusammenfallen zu lassen, geht man zweckmäßig wie folgt vor.

Man zeichnet zuerst das gewöhnliche Diagramm für unendliche Pleuelstangen — und Exzenterstangenlänge, (in Fig. 2 das *Reuleaux*sche —, in Fig. 3 das *Zeuner*sche) und nimmt jetzt den dazu gehörigen, mit beliebigem Ra-

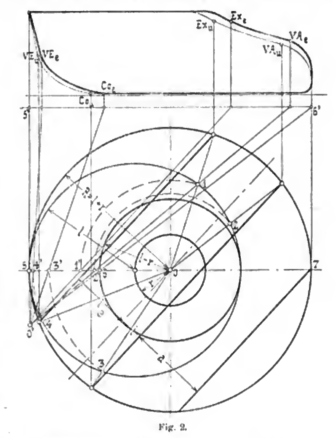


Fig. 2.

dius geschlagenen Kurbelkreis R an als Radius $l + r$ aus Fig. 1. Also angenommen $R = l + r$. (In Wirklichkeit ist dies natürlich niemals der Fall.)

Wenn jetzt

$l = n \cdot r$, wobei n gewöhnlich 4—6 bei $\frac{\text{Pleuelstangenlänge}}{\text{Kurbelradius}}$,

so läßt sich r im selben Maßstabe leicht bestimmen aus

$$r = \frac{R}{n+1}.$$

Man ist jetzt imstande die *Müller*schen Kreise alle zu schlagen ($l - r$, r und l).

Die gefundenen Schnittpunkte *1*, *2*, *3* und *4* der Kurbelstellungen bei Expansion, Vor-Ausströmung, Kompression und Vor-Einströmung (Ex., VA., Co. und VE.) mit dem l-Kreise (von Prof. *Müller* Distanzkreis genannt)

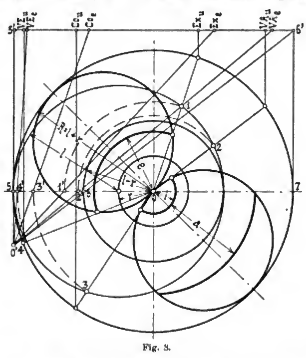


Fig. 3.

überträgt man durch Kreisbogen (in Fig. 2 u. 3 punktiert) auf der x-Achse (vergleiche *3* . *3'* in Fig. 1) und findet somit die Punkte *1'*, *2'*, *3'* und *4'*.

Aus den beiden Endpunkten *5'* und *6'* der parallel zur x-Achse gezogenen Linie *5'*–*6'*, worauf man, wie gebräuchlich, die Dampfabschnitte anträgt, zieht man durch die Punkte 5 und *6* zwei Geraden, die einander im Punkte *O'* schneiden.

Wir haben jetzt ein rechtwinkliges Dreieck *O' 6' 5'* mit einer Parallelen *5*–*6* zur Basis *5'*–*6'*. Zieht man von *O'* aus eine Gerade nach der Basis, so wird die Parallele *5*–*6* durch diese Linie im selben Verhältnis geteilt wie die Basis.

Man braucht demnach nur noch von *O'* durch die gefundenen Punkte *1' 2' 3'* und *4'* Geraden zu ziehen, welche dann auf *5' 6'* die Dampfabschnitte mit Berücksichtigung der Endlichkeit der Schubstange im richtigen Verhältnis abschneiden.

Das Verfahren eignet sich besonders zur Ermittelung von e, i, r und δ bei gegebener Dampfverteilung, zu welchem Zwecke man die gewünschten Dampfabschnitte auf der Linie *5'*–*6'* aufträgt und damit das Schieberdiagramm konstruiert. Es gibt dann alle Kurbelstellungen sowohl bei endlichen als auch bei unendlichen Stangenlängen an.

Die punktierten Hilfskreise, sowie die r- und $l-r$-Kreise brauchen übrigens nicht mit aufgezeichnet zu werden, wodurch sich die Arbeit noch bedeutend vereinfacht.

In den Fig. 2 und *3* bedeuten Ex_u, VA_u, Co_u, VE_u

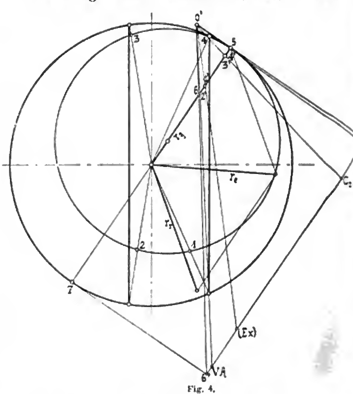


Fig. 4.

und Ex_e, VA_e, Co_e und VE_e natürlich die Dampfabschnitte bei unendlicher resp. bei endlicher Stangenlänge.

In Fig. 4 ist ein *Müller*sches Doppelschieberdiagramm aufgezeichnet, wobei das Verhältnis

$$\frac{l}{r} = \frac{\text{Pleuelstangenlänge}}{\text{Kurbelradius}} = 4$$

zugrunde gelegt ist. Es bedeutet darin: r_g den Grundexzenterradius, r_e den Expansionsexzenterradius und r_r den Relativexzenterradius.

Die Figur bedarf keiner weiteren Erklärung. Zur Ermittlung des Einflusses der Exzenterstangenlänge ist das Verfahren natürlich auch anwendbar, obwohl nicht empfehlenswert.

Der Einphasen-Wechselstrommotor.

Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen.

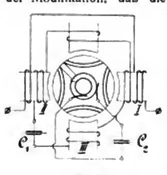
Von Dipl.-Ing. **A. Linker**.

(Fortsetzung von S. 676 d. Bd.)

Zur Erzeugung einer Kunstphase werden wie bei *Tesla* von *M. Hutin* und *M. Le Blanc* (**75**) zwei um eine halbe Polteilung gegeneinander verschobene Feldwicklungen benutzt, von denen die eine an Stelle des dort angegebenen induktiven Widerstandes einen Kondensator erhält, um in diesem Zweige eine Phasenvoreilung des Stromes gegenüber der Spannung zu erzeugen. Der rotierende Anker trägt außerdem eine zweiphasige Wicklung, in welche durch Schleifringe und Bürsten Widerstände zur Regulierung der Geschwindigkeit eingeschaltet werden. Abgesehen von der praktischen Unvollkommenheit des Kondensators hat dieser Motor infolge der Polwicklung dieselben Nachteile wie die Motoren von *A. Tesla*, bei denen in einer späteren[24]) Konstruktion (**77**) die Hilfspole

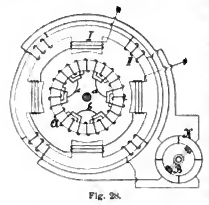
durch eine auf den Hauptpolen befindliche Sekundärwicklung erregt werden, welche außerdem zur Erzeugung einer großen Phasenverschiebung zwischen beiden Feldern einen besonderen induktionsfreien Widerstand enthält.

Fig. 27 zeigt eine ähnliche Ausführung (**81**, **82**) mit der Modifikation, daß die Enden der hintereinander geschalteten vier Ankerspulen zu zwei Schleifringen geführt sind, um einen Kondensator C_2 einschalten zu können. Zur Vergrößerung der Phasenverschiebung kann auch in die durch eine Sekundärspule *II* gespeiste Hilfswicklung *III* ein Kondensator C_1 (**95**) aufgenommen werden.


Fig. 27.

J. Sahulka (**84**) ordnet zwei räumlich gegeneinander auf mechanischem Wege verstellbare Magnetsysteme an, die von phasenverschobenen Strömen erregt werden. Das eine System ist mit der Primärwicklung eines passenden Transformators in Reihe geschaltet, während das andere an den Sekundärklemmen liegt.

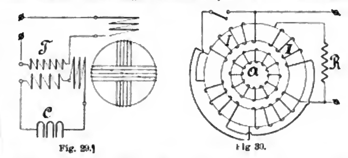
Bemerkenswert ist eine Konstruktion von *L. Gutmann* (**88**, **90**), bei welcher ein Anlaufmoment und eine kontinuierliche Drehung des Ankers (Fig. 28) durch eine besondere Schaltung der Spulen mit Hilfe der Verbindungen *a*, *b*, *c* erzielt werden soll. Dabei trägt das Joch Sekundärspulen (*II*), die z. B. nach Art einer offenen Wicklung mit einem feststehenden Kommutator *K* verbunden sind. Mit der Welle rotieren die Bürsten *B* und schließen abwechselnd je zwei diametrale Sekundärspulen kurz, so daß durch deren Einwirkung auf das von der Primärwicklung (*I*) erzeugte Hauptfeld ein fortschreitendes Feld entsteht. Außer dieser Schaltung sind noch eine große Anzahl von Modifikationen (**94**) angegeben, die jedoch praktisch von geringer Bedeutung sind.


Fig. 28.

Zur Hervorbringung eines rotierenden Feldes mit Hilfe einer Kunstphase schaltet *E. Thomson* (**98**) die Wicklung sämtlicher Pole hintereinander und zu den um eine doppelte Polteilung auseinander liegenden Polen Kondensatoren parallel. Damit sind aber die früher (S. 675) angegebenen Nachteile dieser Typen nicht beseitigt.

W. Stanley jr. und *J. F. Kelly* (**100**, **106**, **108**) vergrößern bei Motoren mit Kunstphase die Phasenverschiebung der beiden Feldsysteme durch Einschaltung eines Kondensators *C* (Fig. 29) in die eine Magnetwicklung, welche an den Sekundärkreis eines Transformators *T* angeschlossen ist.

Abweichend von den bisher geschilderten Konstruktionen ist von *H. A. Wagner* & *F. Schwedtmann* (**101**) ein auf dem Prinzip der magnetischen Hysteresiswirkung beruhender Motor gebaut. Er besteht aus einer mit Plankommutator und achsial angeordneten Bürsten versehenen Trommelarmatur, welche in einem ringförmigen Magnetfeld ohne Polansätze drehbar gelagert ist. Durchfließt ein Wechselstrom den Anker, so erzeugt er in der Richtung der Bürstenlinie ein Feld im äußeren Eisenring, welches in dem Moment, wo der Strom seine Richtung ändert, gleiche Polarität mit dem Ankerfeld besitzt, so daß auf diesen eine abstoßende Kraft ausgeübt wird. Zur Verstärkung der Wirkung enthält der Ring in zwei achsialen Nuten eine kurzgeschlossene Spule, deren Windungsebene senkrecht zur Bürstenrichtung steht. Der Motor besitzt jedoch trotzdem nur eine geringe Leistungsfähigkeit.


Fig. 29. Fig. 30.

In ähnlicher Weise wie *Thomson* (s. vorstehend) schaltet *O. T. Blathy* (**109**) bei einem Motor[25]), der mit *Ferraris*schem Drehfeld arbeitet, in den einen Zweig einen Kondensator, in den anderen einen induktiven Widerstand, wodurch die zeitliche Phasenverschiebung der beiden räumlich um 90° gegeneinander verschobenen Wechselfelder so eingestellt werden kann, daß sie nahezu 90° beträgt.

Von der *Maschinenfabrik Oerlikon*, Schweiz (**112**, **114**) wurde der mit Kunstphase anlaufende Asynchronmotor erst dadurch praktisch brauchbar gemacht, daß die zwei Systeme der Feldwicklung nicht wie bei *Tesla* auf körperliche Pole, sondern gleichmäßig verteilt in Nuten des ringförmig ausgebildeten Feldeisens als Spiralen gewickelt wurden, wie Fig. 30 zeigt. Wicklung *I* besteht aus vielen, *II* aus wenigen Windungen. Da nun die Wicklung *II* ein stärkeres Feld als *I* erzeugen würde, ist noch ein induktionsfreier Widerstand *R* (oder ein Kondensator) eingeschaltet, durch den außerdem die Phasenverschiebung des Stromes im Zweig *II* gegen die Klemmenspannung verkleinert oder sogar negativ und damit die gegenseitige Verschiebung der beiden Felder vergrößert wird. Auf diese Weise kann sich ein gleichförmiges Drehfeld ausbilden, welches auf den mit Kurzschlußwindungen versehenen Rotor *A* ein ziemlich starkes Drehmoment beim Anlauf ausübt. Beim Lauf wird die Wicklung *II* nach Abschalten von *R* entweder in Reihe mit der Wicklung *I* geschaltet oder in sich kurzgeschlossen oder abgeschaltet. In ähnlicher Weise wie die *Maschinenfabrik Oerlikon* hat auch *C. E. L. Brown* (**119**, **120**) einzelne Konstruktionen[26]) angegeben, die der Fig. 30 entsprechen. Zum Anlauf mit Kunstphase wird dabei eine Hilfswicklung verwendet, deren Feld um 90° räumlich gegen das Hauptfeld und zeitlich ebenfalls um einen gewissen Winkel in der Phase verschoben ist. Sie besitzt nämlich als Trommelwicklung eine kleinere Induktanz wie die gleichmäßig verteilte Ring-Hauptwicklung. Zur Verstärkung der Wirkung konnte noch ein Kondensator in die Hilfswicklung eingeschaltet werden.

Um einen Motor ohne besondere Hilfsmittel zum Anlauf zu bringen, werden von *R. Lundell* & *Johnson* (**127**) die einzelnen Pole des Feldes zweiteilig angeordnet und mit zwei gegeneinander versetzten Wicklungen *a* und *b* versehen. Durch einen zwischengeschalteten Transformator wird das Feld der Wicklung *b* gegen das von Wicklung *a* erzeugte Hauptfeld verschoben, so daß ein Drehfeld auftritt. Ist der Motor angelaufen, so wird durch Umlegen eines Schalters die Wicklung *b* ausgeschaltet. Diese An-

[24]) E. T. Z., 20. März 1891, S. 155.

[25]) Z. f. E. 1892, S. 365.

[26]) The Electrician, 27. Januar 1893, Bd. 30, S. 358.
E. T. Z., 17. Februar 1893, S. 81.
El. Rev., Bd. 34, S. 52.

ordnung hat jedoch dieselben Nachteile wie die Konstruktionen von *Tesla*.

Auf andere Weise gelangt die *Maschinenfabrik Oerlikon*, Schweiz (**122**) nach einer von *E. Arnold* (**116**, **151**) angegebenen Konstruktion (Fig. 31) zu einem selbstanlaufenden Motor[27]). Erteilt man nämlich dem Anker *A*

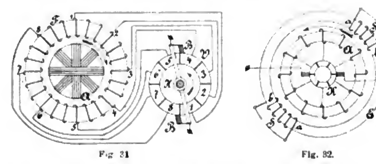


Fig. 31 Fig. 32.

eines Asynchronmotors eine kleine Anfangsgeschwindigkeit, so kann er dadurch unbelastet allmählich seine normale Umdrehungszahl erreichen. Die Möglichkeit des selbsttätigen Anlaufs hängt also lediglich nur von einer relativen Anfangsgeschwindigkeit zwischen Feld und Anker ab. Anstatt nun den beweglichen Teil durch eine mechanische Antriebsvorrichtung in Umdrehung zu versetzen, ist es bequemer, dem magnetischen Feld eine fortschreitende Bewegung zu erteilen. Zu dem Zweck sind in gleichen Abständen von der nach Art eines Grammeringes ausgeführten Feldwicklung *F* Abzweigungen (1 — 8) nach den gleichartig nummerierten Lamellen eines Stromverteilers *V* geführt, über den je nach der Polzahl des Motors zwei Bürsten *B* oder ein Vielfaches davon mit Hilfe eines Armes *H* bewegt werden können. Dadurch ruft der den Bürsten zugeleitete Wechselstrom in dem Ring ein Feld hervor, welches fortschreitende Pole besitzt, so daß unter ihrem Einfluß der Anker *A* in Rotation gerät. Da nun die Grenze der relativen Bewegung zwischen Anker und Feld durch den synchronen Gang gegeben ist, so wird der Motor eine solche Umdrehungszahl anzunehmen suchen, welche zusammen mit der regulierbaren Bürstenumdrehungszahl den synchronen Lauf darstellt. Der Motor kann demnach bei verschiedenen Umdrehungszahlen entsprechend der Bürstengeschwindigkeit eine gleich günstige Wirkungsweise zeigen, wie in der Nähe des Synchronismus.

Ausgehend von der Erscheinung, daß die Sekundärwicklung eines Transformators ein dem Primärfeld entgegenwirkendes erzeugt und dadurch auf dasselbe dämpfend zurückwirkt, hat *A. Kolbe* (**136**) einen Motor konstruiert, bei welchem entsprechend Fig. 32 der Wechselstrom dem Ringanker *A* durch Bürsten und Kommutator zugeführt wird (vergl. auch Fig. 28). Dieser erzeugt in dem Eisenring *E* ein Feld, dessen Pole in der Bürstenachse liegen. Infolge der auf dem äußeren Ring angebrachten kurzgeschlossenen Spulen *S* wird ein Sekundärfeld erzeugt, welches mit dem primären ein resultierendes ergibt, dessen Pole von *b* nach *a* wandern, wodurch analog der Wirkung eines Drehfeldes der kurzgeschlossene Anker *A* in Rotation versetzt wird. Das Feld wirkt hier also im Gegensatz zu den Konstruktionen von *Tesla* und *Ferraris* auf den primären Teil ein.

Später ist noch diese Schaltung dahin abgeändert (**157**), daß $2p$ Verzögerungsspulen zwischen den Polen gleichmäßig verteilt angeordnet werden, die einen in sich geschlossenen Stromkreis bildeten. Durch Bürstenverstellung konnte Rechts- oder Linksdrehung, oder bei Mittelstellung Stillstand herbeigeführt werden.

[27]) E. T. Z. 1894, S. 435 und S. 528. El. Anz. 1894, S. 1017 und S. 1164. The Electrical World, 18. Mai 1895, Bd. 25, S. 593.

Um den Kommutator und die Bürsten bei der in Fig. 32 angegebenen Konstruktion zu vermeiden und einen höheren Wirkungsgrad zu erzielen, ändert *A. Kolbe* (**142**, **149**) die Anordnung etwas ab, ohne jedoch die Wirkungsweise des Motors wesentlich zu verbessern.

Unter Benutzung des von *Ferraris* ausgesprochenen Satzes, daß man ein Wechselfeld in zwei nach entgegengesetzten Richtungen umlaufende Drehfelder[28]) zerlegen kann, ist von der *Société Anonyme Pour la Transmission de la Force par L' Electricité*, Paris (**142**) ein Wechselstrommotor konstruiert, wie ihn Fig. 33 zeigt. In dem von der Wechselstromquelle gespeisten Feldmagnetsystem *F* ist frei drehbar ein aus Eisenblechen hergestellter Hohlzylinder *D* angeordnet, dessen achsial hindurchgehende Verbindungsbolzen *B* aus Bronze bestehen und in seitlichen, gut leitenden Ringen *R* endigen. Bewegt man durch irgend einen Mechanismus oder von Hand den Zylinder *D* in einer Richtung, so wird das inverse Drehfeld gegenüber *D* eine große Relativgeschwindigkeit besitzen und in den Bolzen *B* und Ringen *R* Ströme induzieren, die auf das Drehfeld dämpfend zurückwirken und es nahezu aufheben. Es bleibt dann nur das in der Richtung des Dämpfers *D* umlaufende synchrone Drehfeld übrig, welches auf den mit Zweiphasenwicklung und Schleifringen *S* versehenen Anker *A* induzierend einwirkt. Durch Einschalten der Widerstände R_1 und R_2 in den Rotorstromkreis entstehen Ströme und dadurch ein Drehmoment, durch welches der Anker in Rotation versetzt wird. Unter dem Einfluß der in den Dämpferbolzen *B* induzierten Ströme läuft der Ring *D* ohne äußeren Antrieb mit geringem Energieverbrauch von selbst weiter.

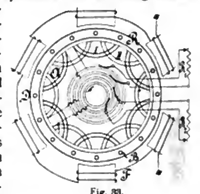


Fig. 33.

Auf demselben Prinzip, wie es von *Kolbe* in Fig. 32 angegeben ist, beruht ein von der *E. A. vorm. Schuckert & Co.*, Nürnberg, (**148**) angegebener Motor.

Erwähnt sei noch ein ebenfalls auf dem Prinzip der magnetischen Schirmwirkung beruhender Motor[29]) von *G. Benischke* (**150**).

In ähnlicher Weise wie *Tesla* benutzt *C. S. Bradley* (**153**) mit einigen Abänderungen einen induktiven Widerstand und einen Kondensator zur Zerlegung des Stromes in zwei phasenverschobene Komponenten.

Durch Verbreiterung der Bürsten an einem Motor mit Kommutator und Weglassen der Erregerwicklung erzielt *R. Lundell* (**156**) nach Fig. 34 ein Drehmoment, indem

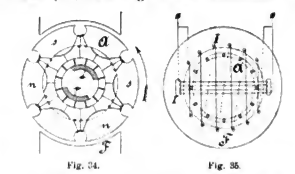


Fig. 34. Fig. 35.

immer diejenigen Pole des Ankers *A*, welche vor den feststehenden unbewickelten Polansätzen *F* vorbeigehen, un-

[28]) E. T. Z., 14. Juni 1900, S. 484.

[29]) E. T. Z., 13. Juni 1895, S. 368.

erregt bleiben. Auf diese Weise entsteht eine ungleichmäßige Feldverteilung im Anker, welche in *F* Pole entgegengesetzter Polarität erzeugt, so daß eine Drehung in der Pfeilrichtung auftritt.

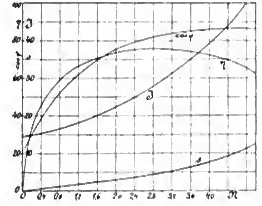
Auf andere Weise erhält *F. A. Haselwander* (**161**) ein Anlaufmoment, indem er die Impedanz eines aus einzelnen Windungen bestehenden Kurzschlußankers an diametralen Punkten (bezogen auf zwei Pole) schräg zur Achse des Hauptfeldes durch in die Nähe gebrachte Eisensegmente vergrößert. Die Folge davon ist, daß der Kraftfluß im Anker unsymmetrisch zum Hauptfeld verläuft und hierdurch ein Drehmoment im Sinne der Verschiebung der Eisensegmente gegen die Polachse auftritt.

A. Heyland (**162**) modifiziert die Konstruktionen von *Tesla* bezw. der *Maschinenfabrik Oerlikon* in der Weise, daß er nach Fig. 35 das Feld mit größerer Phasenverschiebung der Spule *I* stärker macht, als das mit geringerer der Wicklung *II*. Zu dem Zweck ordnet er[30]) die aus wenigen Windungen bestehende Spule *I* in einer großen geschlossenen Nut an, während die Wicklung *II* gleichmäßig über den inneren Umfang des Feldes *F* verteilt und möglichst nahe der Oberfläche des Ankers *A* gerückt wird.

Zum Anlassen eines Asynchronmotors vereinigt die *Société Anonyme pour la Transmission de la Force par L' Electricité* (**163**) die Wicklung desselben mit dem Anker eines nach Fig. 33 konstruierten und im Feld mit Gleichstrom gespeisten Synchronmotors. Die Anordnung ist jedoch zu kompliziert, um eine praktische Bedeutung erlangen zu können.

C. P. Steinmetz (**164**) benutzte einen normalen Zwei- oder Dreiphasenmotor[31]) und speiste die Wicklungen mit phasenverschobenen Strömen, die er einem Einphasen-Wechselstromnetz unter Zwischenschaltung von Induktionsspulen und Kondensatoren entnahm. (*Monocyclisches System.*) Auf diese Weise konnte dieselbe Type für verschiedene Stromarten Verwendung finden.

Hauptsächlich wurden jedoch Dreiphasenmotoren mit einem Käfiganker von hohem Widerstande benutzt. Das Anlassen geschieht dabei nach einer in den Fig. 41 u. 42 dargestellten Methoden. Das Anlaufmoment beträgt dann ungefähr 150 v. H. des Drehmoments beim Lauf, der Anlaufsstrom ist doppelt so groß, wie bei Vollast. Die normalen Typen werden für 110 und 220 Volt Klemmenspannung und 40—60 Perioden bis zu 15 PS Leistung gebaut. Fig. 36 zeigt die Betriebskurven[32]) eines vier-



J = Stromstärke (Amp.); s = Schlüpfung (v. H.); η = Wirkungsgrad (v. H.); $\cos\varphi$ = Leistungsfaktor (v. H.); N = abgegebene Leistung (PS).

Fig. 36.

poligen Motors neuerer Bauart (Type I S, Form K G) von 3 PS Leistung, 220 Volt, 60 Perioden, der *General Electric Co.*, Schenectady, N. Y.

Um einen leichteren Anlauf zu ermöglichen, ordnet *A. Soames* (**156**) zwei Wicklungen auf dem primären Teil des Motors an[33]). Beide bestehen aus je einer dick- und dünndrähtigen Wicklung, sind jedoch so ausgeführt, daß die eine doppelt so viel Pole als die andere erzeugt. Der Motor, dessen Anker eine oder zwei geschlossene Wicklungen enthält und zur Regulierung der Umdrehungszahl mit Anlaßwiderständen verbunden werden kann, wird durch die Wicklung mit höherer Polzahl zum Anlauf gebracht, welche dann bei normalem Lauf durch die Wicklung mit niedriger Polzahl ersetzt wird.

In ähnlicher Weise wie *Steinmetz* hat die Firma *The Langdon-Davies Motor Company Ltd.*, Clerkenwell (London) (**169**) eine Konstruktion[34]) angegeben, bei welcher eine Hauptwicklung und eine gegen sie um eine halbe Polteilung verschobene, dünndrähtige Hilfswicklung im Stator

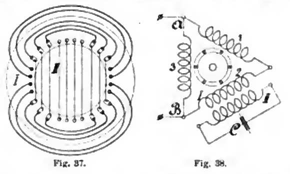


Fig. 37. Fig. 38.

angeordnet waren. Fig. 37 zeigt die Form eines Statorbleches nebst den beiden Wicklungen *I* für die Hauptphase und *II* für die Hilfsphase.

Während *Heyland* (s. Fig. 35) eine Hilfswicklung im Nebenschluß zur Hauptwicklung des Feldes anordnet, schaltet *L. B. Atkinson* (**175**) beide hintereinander. Damit nun der Kurzschlußanker von selbst zum Anlauf kommt, ist das Statoreisen in der Richtung des Hilfsfeldes stark ausgeschnitten, wodurch die Selbstinduktionswirkung in dieser Richtung anders ist als in der dazu senkrechten. Oder die Hilfswicklung ist in bedeutend größeren Nuten verlegt als diejenigen, welche die Hauptwicklung enthalten. Praktische Vorteile hat diese Konstruktion nicht gezeigt, so daß sie keine Bedeutung erlangt hat.

Im allgemeinen besaß der nach den beschriebenen Grundsätzen konstruierte Asynchronmotor im primären Teil zwischen Strom und Spannung eine gewisse Phasenverschiebung wegen des für das Feld erforderlichen Magnetisierungsstromes. Besonders bei Motoren mit Kunstphase und körperlichen Polen war dann der Leistungsfaktor verhältnismäßig niedrig.

Diesen Uebelstand beseitigt *C. P. Steinmetz* (**179, 180**) bei seinem Kondensatormotor[35]) durch folgende Verbesserungen.

Die Hauptwicklung *I* (Fig. 38) ist eine in Dreieck geschaltete Dreiphasenwicklung, deren Punkte *A* und *B* an das Netz angeschlossen sind. Ueber einer der beiden hintereinander geschalteten Phasen *1* oder *2* ist eine Sekundärwicklung *II* angebracht. Da sie aber durch einen Kondensator *C* geschlossen ist, entstehen in ihr Ströme, welche gegenüber der induzierten Spannung um einen gewissen Winkel voreilen. Dadurch entsteht einerseits ein gegen das Hauptfeld phasenverschobenes Hilfsfeld, so daß die Resultierende beider ein Drehfeld ergibt, andererseits kann man sich den nacheilenden primären Magnetisierungsstrom durch einen entsprechend dem Uebersetzungsverhältnis von der Hauptwicklung aufgenommenen voreilen-

[30]) E. T. Z., 26. August 1897, S. 523.

[31]) Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, New York, 23. Februar 1898, Bd. 15, S. 63.

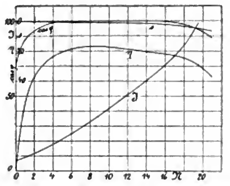
[32]) *General El. Co. Schenectady*, Bulletin No. 4455, August 1906.

[33]) Engineering, Bd. 66, S. 63.

[34]) The Electrician, 19. Juni 1896, Bd. 37, S. 247.

[35]) Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, New York, 24. Januar 1900, Bd. 17, S. 25.

den Kondensatorstrom kompensiert denken, so daß der Leistungsfaktor dadurch verbessert und sogar gleich der Einheit gemacht werden kann. Die Wicklung R ermöglicht es außerdem, durch Anwendung einer großen Windungszahl infolge der hohen Spannung einen kleinen Kondensator benutzen zu können. Dieser Motor besitzt speziell für stationäre Betriebe große Vorzüge, da man ihn für normale Belastung mit einem Leistungsfaktor nahe der Einheit arbeiten lassen kann. Um bei der hierfür verwendeten Größe des Kondensators das geringe Anlaufsmoment zu vergrößern sind beim Anlassen mitrotierende Widerstände in den dreiphasig gewickelten Rotorkreis geschaltet, die ungefähr bei halber Synchrongeschwindigkeit durch einen Zentrifugalapparat kurzgeschlossen werden. Das Drehmoment ist beim Anlauf nur 30 v. H. des normalen, der Anlaufstrom ist gleich dem doppelten Betriebsstrom. Die Motoren sind deswegen mit einer Leerscheibe versehen, welche bei nahezu synchroner Umdrehungszahl



J = Stromstärke (Amp.); s = Schlüpfung (v. H.); η = Wirkungsgrad (v. H.); $\cos\varphi$ = Leistungsfaktor (v. H); N = abgegebene Leistung (PS).

Fig. 39.

durch eine Zentrifugalkupplung mit der Welle verbunden wird. Fig. 39 zeigt die Betriebskurven[36]) eines von der *General Electric Co.* Schenectady, N. Y. gebauten vierpoligen (Form L) Motors für eine Leistung von 10 PS bei 220 Volt Spannung und 60 Perioden, aus denen besonders die gute Phasenkompensierung ersichtlich ist, weswegen daß der Motor vielfach Verwendung findet.

Zur Erreichung eines starken Drehmoments aus der Ruhelage heraus werden nach Fig. 40 von *F. A. Haselwander* (**181**) auf dem Schlußanker eines Asynchronmotors[37])

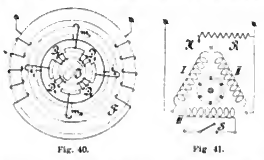


Fig. 40. Fig. 41.

die induzierten (i) und motorisch (m) wirksamen Leiter nicht direkt untereinander parallel, sondern unter Zwischenschaltung von mitrotierenden Drosselspulen D miteinander verbunden. Durch die Wirkung eines festen Eisenkerns I zur Vergrößerung der Impedanz der davorliegenden Spulen D_1 gegenüber den anderen Spulen D_2 wird der Strom der Spule i_1 so beeinflußt, daß er hauptsächlich durch m_1 fließt, während i_2 einen Strom durch m_2 schickt. Die in m_1 und m_2 vorhandenen Ströme ergeben nun mit dem Hauptfeld F zusammen ein Drehmoment, wodurch der Motor aus der Ruhelage anläuft. In ähnlicher Weise kann auch mit verschiedenen Modifikationen die Schaltung bei einem Trommelanker ausgeführt werden.

Zur Verbesserung des Leistungsfaktors eines mit Kunstphase anlaufenden Motors schaltet *C. S. Bradley* (**182**) in den als Ringwicklung ausgebildeten und mit drei Schleifringen versehenen Rotor Kondensatoren ein, deren Kapazität entsprechend der Geschwindigkeit regulierbar ist. Die Anordnung besitzt jedoch mit Rücksicht auf den Preis und die Bauart der Kondensatoren keine praktische Bedeutung.

[36]) E. T. Z., 20. Oktober 1904, S. 900. *General El. Co., Schenectady*, N. Y., Bulletin No. 4353, Mai 1905.

[37]) Z. f. E. 1901, S. 169.

(Fortsetzung folgt.)

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers.

Von Diplom-Ingenieur **Otto Schäfer**, Hannover.

(Schluß von S. 679 d. Bd.)

VIII. Berechnung eines Reglers für eine Maschine bestimmter Leistung.

Die zu regelnde Dampfmaschine, möge 100 PS_i leisten und 120 Doppelspiele i. d. Min. machen. Die Arbeit des Reglers möge 20 mkg/Sek. = rd. 0,27 v. H. der indizierten Maschinenleistung sein. Der Widerstand in der Leitung vom Regler zum Akkumulator soll so eingestellt werden, daß er bei der mittleren Maschinengeschwindigkeit einen Druckhöhenverlust von 5 m verursacht. Bei einem Wirkungsgrad der Pumpe $\eta = 0{,}5$ ist dann die i. d. Sekunde zu fördernde Wassermenge

$$Q = 0{,}5\,\frac{20}{5} = 2\ \text{l/Sek.}$$

Da 120 Doppelhübe i. d. Min. erfolgen, hat die Pumpe 1 l bei jedem Hub zu fördern. Von dem Regler werde verlangt, daß er bei einer Veränderung der mittleren Umlaufzahl um 1 v. H. eine Kraft von 1 kg auf das Stellzeug ausübe. Da der Druckverlust in der Leitung bezw. in dem zur Einstellung des Widerstandes dienenden Hahn proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit wächst, so steigert sich bei einem Anwachsen der Umlaufzahl von n auf $1{,}01\,n$ der Druck p auf $1{,}01^2\,p$ = rd. $1{,}02\,p$. Mithin entsteht statt des normalen Ueberdruckes von 0,5 at ein höherer Druck von $1{,}02 \cdot 0{,}5 = 0{,}51$ at. Soll diese Drucksteigerung einen Ueberdruck von 1 kg ergeben, so muß die Fläche des Reglers 100 qcm und dessen Kolbendurchmesser 11,3 cm betragen. Wird letzterer mit rd. 120 mm ausgeführt, so wächst durch diese Aufrundung der Querschnitt auf 113 qcm und die Verstellungskraft auf 1,13 kg. Ein Nachteil, den jede Querschnittsvergrößerung im Gefolge hat, wird weiter unten noch erörtert werden. Bei einem Querschnitt von 113 qcm und einem Druck von 0,5 kg/qcm ist die ganze auf den Kolben ausgeübte Kraft $0{,}5 \cdot 113 = 56{,}5$ kg, wovon jede der beiden Federn die Hälfte = 28,3 kg zu tragen hat. Um bei der ständig wechselnden Belastung ein Setzen der Federn zu vermeiden, ist die Beanspruchung des Federstahles gering zu wählen. Nimmt man letztere für Verdrehung τ =

1500 kg/qcm und den Windungshalbmesser = 5 cm, so ergibt sich aus der für zylindrische Schraubenfedern gültigen Verdrehungsformel

$$P = \frac{\pi}{16} \frac{d^3}{r} \tau = 0{,}19\,63 \frac{d^3}{r} \tau$$

$$d = 0{,}8 \text{ cm}.$$

Die Anzahl der Windungen (= a) soll so bestimmt werden, daß bei einer Steigerung der Umlaufzahl um 5 v. H. der Regler den Dampf absperrt und zwar bei 2 cm Hub. Wenn die Umlaufzahl um 5 v. H., also auf 1,05 n steigt, so wächst der Druck auf das $1{,}05^2$-fache von 0,5 at also auf 0,55 at. Die auf eine Feder entfallende Kraft ist hierbei

$$\frac{1}{2}\, 0{,}55 \,.\, 113 = 31{,}1 \text{ kg}.$$

Der Zunahme von 2,8 kg soll eine Dehnung von 2 cm (= Reglerhub) entsprechen. Die Federdehnung berechnet sich aus

$$f = \frac{64 \,.\, a \,.\, r^3 \,.\, P}{d^4\, G}.$$

das gibt

$$2 = \frac{64 \,.\, a \,.\, 5^3 \,.\, 2{,}8}{0{,}8^4 \,.\, 750\,000}$$

$$a = 28.$$

Die Feder hat im ungespannten Zustande eine Länge von rd. 25 cm. Sie muß, um die Kraft von 28,3 kg ausüben zu können, auf etwa 45 cm gedehnt werden, beansprucht also diese Baulänge im Regler.

Der Reglerkolben bewegt sich bei jedem Hube der Pumpe etwas auf und ab, außerdem dreht er sich, weil der Strom des zufließenden Wassers die schrägen Schaufeln trifft. Durch diese beiden Umstände soll die Eigenreibung ausgeschaltet werden. Ob nicht doch ein Rest von Reibung bleibt und wie groß dieser Rest ist, läßt sich durch Rechnung nicht entscheiden. Sobald infolge von Geschwindigkeitsänderung der Maschine der Druck unter dem Kolben so weit gestiegen ist, daß er die etwaige Eigenreibung des Reglers und die Reibung des Stellzeuges zu überwinden vermag, wird die Regelung beginnen. Die Massen des Reglers und des Wassers spielen gegenüber den in der Pumpe verfügbaren Kräften keine wesentliche Rolle, die Fortpflanzung der Drucke geschieht auch schnell genug. Trotzdem wird die Regelung nur verhältnismäßig langsam weiter gehen, weil der Reglerkolben steigt und weil hierdurch das Volumen des unteren Teiles des Reglers vergrößert wird. Dieses vergrößerte Volumen muß durch das von der Pumpe gelieferte Wasser erst ausgefüllt werden, ehe die Drucksteigerung weiter fortschreiten kann. Dieser Nachteil wächst mit größerem Querschnitt des Reglers. Wird eine bestimmte Verstellungskraft bei einer bestimmten Schwankung der Umlaufszahl verlangt, so hängt dieser Querschnitt nur von dem Ueberdruck ab, der im normalen Zustande herrscht. Wäre statt 0,5 at ein Ueberdruck von 1 at angenommen worden, so hätte sich der halbe Querschnitt des Reglers ergeben. Man kann den Ueberdruck aber nicht willkürlich wählen, weil der Kolben des Reglers nicht dicht schließt. Ein geringer Wasserdurchfluß am Kolben vorbei durch den oberen Teil des Reglers in den Akkumulator schadet nicht: Große Undichtheit des Kolbens würde natürlich den Regler unbrauchbar machen, falls man nicht die Pumpen von vornherein größer wählt. Mit der Vergrößerung der Pumpen nehmen aber die Arbeitsverluste und die Anlage- und Betriebskosten zu.

Eine überschlägliche Rechnung mag zeigen, wie groß die Wassermenge etwa sein wird, die an dem Kolben vorbeiströmt. Der Zylinder habe den Durchm. d_1, der Kolben den etwas kleineren d_2 und seine Höhe sei $= l$; dann ist der berührte Umfang

$$n = d_1 \pi + d_2 \pi,$$

der Querschnitt des Spaltes

$$F = d_1^2 \frac{\pi}{4} - d_2^2 \frac{\pi}{4},$$

mithin der Druckhöhenverlust (*Keck*, Mechanik II, S. 277)

$$Z = \beta \frac{u \,.\, l}{F} \cdot \frac{w^2}{2g}.$$

Diese Formel hat man für zylindrische Röhren, wo $u = d\pi$ und $F = d^2 \frac{\pi}{4}$ ist, vereinfacht zu

$$Z = 4 \cdot \beta \cdot \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} \text{ oder } 4\beta = \lambda \text{ gesetzt:}$$

$$Z = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}$$

λ ist, wie schon erwähnt, durch Versuche ermittelt. Es wird jedenfalls nur eine rohe Schätzung sein, den obigen Wert β für den ringförmigen Querschnitt aus diesem λ zu ermitteln, muß aber wegen des Mangels an genaueren Unterlagen hier geschehen. Für reines Wasser ist $\lambda =$ 0,025 zu setzen, daher $\beta =$ rd. 0,006

$$Z = 0{,}006 \frac{n \,.\, l}{F} \cdot \frac{w^2}{2g}.$$

Der Unterschied zwischen Zylinder- und Kolbendurchmesser betrage 0,4 mm; dann ist hier

$$d_1 = 120 \text{ mm} = 0{,}12 \text{ m}, \; d_2 = 0{,}1196 \text{ m und}$$
$$l = 100 \text{ mm} = 0{,}1 \text{ m}.$$

Unter der Annahme, daß der ganze Druckverlust von 0,5 at in der Leitung vom Regler bis zum Akkumulator stattfindet, ist der Druck unter dem Kolben 0,5 at höher als über ihm; denn hier herrscht derselbe Druck wie im Akkumulator. Dann ist die Druckhöhe

$$Z = 5 \text{ m} = 0{,}006 \frac{(0{,}12\pi + 0{,}1196\pi)\, 0{,}1}{(0{,}12^2 - 0{,}1196^2)\frac{\pi}{4}} \frac{w^2}{2 \,.\, 9{,}81}$$

$$w = 4{,}13 \text{ m/Sek}.$$

Die durch den ringförmigen Spalt verloren gehende Wassermenge beträgt daher $F \,.\, w = 0{,}31$ l/Sek., das sind 16 v. H. der gesamten Fördermenge.

Der Einfluß der fortwährenden Auf- und Niederbewegung des Reglerkolbens auf die Steuerung läßt sich auf 2 Weisen unschädlich machen. Erstens durch einen künstlichen toten Gang zwischen Regler und Steuerung, der dem Regler das normale Spiel gestattet. Kommt der Regler über den höchsten oder tiefsten Punkt des vorigen Spiels hinaus, so beeinflußt er die Steuerung, die in der Zwischenzeit sich selbst überlassen bleibt. Zweitens kann man Steuerung und Regler fest verbinden und das die Pumpe antreibende Exzenter so aufkeilen, daß beim Dampfabschluß der Regler gerade in einer bestimmten Stellung ist. Beim Antrieb durch eine einzige Taucherkolbenpumpe geht die Bewegung nach einem periodischen Gesetz vor sich, das in einfachster Form in Fig. 12 (s. S. 679) dargestellt ist. Man muß nun diejenigen Punkte der Fig. 12 nehmen, die bei gleicher Höhenlage um eine halbe Periode voneinander entfernt sind. Durch einen Pumpenwindkessel würden die periodischen Schwingungen des Reglers, herrührend von der Pumpe, sehr vermindert und wären in

der Phase gegen die Pumpe verschoben. Die Größe der Phasenverschiebung würde von dem Luftinhalt des Windkessels abhängen und weil dieser sich im Betrieb ändert, so würde auch die Phasenverschiebung und dadurch die Zeit des Dampfabschlusses eine veränderliche sein, was unzulässig ist. Ein Windkessel würde ferner die Regelung verzögern, weil er immer erst mit Wasser aufgefüllt werden muß, ehe der Reglerkolben steigen kann. Er ist zur Schonung der Pumpen hier auch nicht unbedingt erforderlich, weil der Regler selber wie ein Windkessel wirkt; nur muß man Regler und Pumpe nahe zusammen bringen und durch eine weite Leitung verbinden.

Bei Anwendung von zwei Taucherkolbenpumpen ist man in der Wahl der Stellung, die der Regler im Augenblick des Dampfabschlusses haben soll, frei, weil alle zwei um eine halbe Periode versetzten Punkte (Fig. 12) gleich hoch liegen. Läßt man den Dampfabschluß zu der Zeit erfolgen, in welcher der Regler im absteigenden Ast durch seine Mittelstellung hindurchgeht, so bleibt der Regler, wenn die Maschine schneller läuft, etwas in der Phase zurück und der Dampfabschluß erfolgt bei einer höheren, als der normalen Stellung des Reglers, also bei einer geringen Füllung. Hierbei erfolgt die Regelung schon dann, wenn der Einfluß des Schnellerlaufens noch nicht bis zum Regler gedrungen ist.

IX. *Arbeitsweise des Reglers.*

Bei den weiteren Betrachtungen über die Arbeitsweise eines Reglers werde vorausgesetzt, daß es möglich ist, einen leicht beweglichen und doch nicht übermäßig undichten Kolben, etwa in der bei Indikatoren verwendeten Art, für den Regler herzustellen. Je höher der Ueberdruck ist, gegen den der Kolben noch genügend abdichtet, desto geringer wird der Querschnitt des Reglers, desto geringer also auch das Volumen, welches bei der Verstellung des Kolbens erst wieder von der Pumpe ausgefüllt werden muß, ehe die Geschwindigkeit des Wassers in der Leitung zum Akkumulator zunimmt.

Der Antrieb des Reglers möge, wie vorher erörtert, durch zwei Tauchkolbenpumpen geschehen. Herrscht nun Beharrungszustand, so geht der Regler fortwährend auf und nieder. Er sei so eingestellt, daß der Dampfabschluß jedesmal dann erfolgt, wenn der Regler beim Abwärtsschwingen die Mittellage passiert. Einer höheren Stellung entspreche eine kleinere Füllung, einer tieferen Stellung eine größere Füllung.

Beim *Lentz*-Regler (desgl. beim Regler der *Parsons*turbinen) wird bekanntlich als Vorzug hervorgehoben, daß er fortgesetzt „arbeitet", weil hierdurch die Reibung der Ruhe ausgeschaltet wird. Denselben Vorzug besitzt der hydraulische Regler, so daß er empfindlich genug sein wird. Wenn die Maschine entlastet wird, so läuft sie selbst und auch die Pumpe schneller. Bleibt nun auch der Regler zunächst noch etwas zurück, so erfolgt doch schon eine Regelung, weil der Regler im Augenblicke des Dampfabschlusses noch in einem höheren Punkte seiner Bewegungskurve steht als normal. Wird die Maschine belastet, so eilt umgekehrt der Regler vor und gibt größere Füllungen. Sehr bald aber ist die Phasenverschiebung von Regler und Maschine wieder die normale; inzwischen hat der Regler Zeit gehabt, seine neue höhere oder tiefere Mittelstellung einzunehmen, weil der vergrößerte Raum unter dem Kolben von den Pumpen mit Wasser gefüllt, oder das Wasser, das unter dem Kolben im Ueberschuß vorhanden war, in den Akkumulator abgeflossen ist.

Bei Belastung durch Federn ist der Regler im allgemeinen statisch: Je länger die Federn sind, desto mehr nähert er sich der Astasie, welche erreicht werden würde bei unendlich langen Federn oder bei Gewichtsbelastung. Die Massen des hydraulischen Reglers sind gegenüber den in den Pumpen verfügbaren Kräften klein; trotzdem können sie die erwähnte Phasenverzögerung herbeiführen, so lange die Zeit für die Wirksamkeit der Kräfte noch kurz ist. Ein Ueberregeln ist nicht zu befürchten, weil die Anpassung an den neuen Zustand allmählich erfolgt.

X. *Vorteile und Nachteile des Reglers.*

Die Vorzüge, welche der hydraulische Regler haben soll, sind: 1. große Verstellungskraft, 2. großer Hub, 3. kleiner Unempfindlichkeitsgrad, 4. kleiner Ungleichförmigkeitsgrad.

Demgegenüber läßt sich eine Reihe von Bedenken vorbringen, deren Berechtigung nur an einem ausgeführten Regler festgestellt werden könnte. Die Nachteile sind folgende:

1. Der Pumpenantrieb bedingt einen Arbeitsverbrauch. Macht man die Fördermenge der Pumpe sehr klein, so wird die Undichtheit des Kolbens zur Folge haben, daß zuviel Wasser am Kolben vorbeifließt und der Regler leicht versagt. Nimmt man die Fördermenge groß, so wird man zwar diesem Fehler entgehen, dafür aber eine erhebliche Mehrarbeit aufzuwenden haben.

2. Eine Ausbesserung der Pumpe hat Stillstand der ganzen Maschine zur Folge.

3. Es müssen noch besondere Vorrichtungen eingebaut werden, welche bei dem Versagen eines Pumpenventils oder einem Bruch in der Pumpenrohrleitung ein Durchgehen der Maschine verhindern.

4. Der Regler wird seine Eigenschaften im Laufe der Zeit etwas verändern, weil die Undichtheit des Kolbens allmählich größer wird und weil die Federn im Laufe der Jahre nachlassen. Infolgedessen verlangt der Regler vielleicht etwas aufmerksamere Wartung als ein Fliehkraftregler.

Ein endgültiges Urteil über Wert oder Unwert des Reglers kann selbstverständlich nur an der Hand von einwandfreien Versuchsergebnissen gefällt werden.

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke.

Von Dipl.-Ing. **C. Michenfelder.**

(Fortsetzung von S. 683 d. Bd.)

Trotz der im Vorstehenden angedeuteten, teilweise doch erheblichen Mißerfolge und Mängel elektrisch angetriebener Stahlgießwagen hat man dennoch von Neuem die konstruktive Durchbildung rein-elektrischer Gießwagen in die Hand genommen, in der Erkenntnis, daß aus den eingangs erwähnten Gründen der Elektrizität als Antriebsart für jedwede Lasthebungen die Zukunft gehört, beim Gießwagen um so mehr, als dadurch gleichzeitig die stets erstrebenswerte Einheitlichkeit der verwendeten Energiearten hergestellt wird.

Nicht zuletzt sind hierbei durch die sachgemäße Anwendung der im Kranbau bei den schwersten Lasten erprobten Gelenkkette als direktes Kraftübertragungsmittel auch bei den Hubwerksausführungen dieser rein elektri-

schen Gießwagen (System *Stuckenholz*) so unvergleichlich ungünstigere Resultate erzielt worden.

Die neue Anordnung der Konstruktion ist so getroffen worden (Fig. 8), daß die festen Enden der zwei symmetrisch zur Wagenmitte liegenden Ketten an den beiden Armen eines im Ausleger gelagerten, abgepufferten

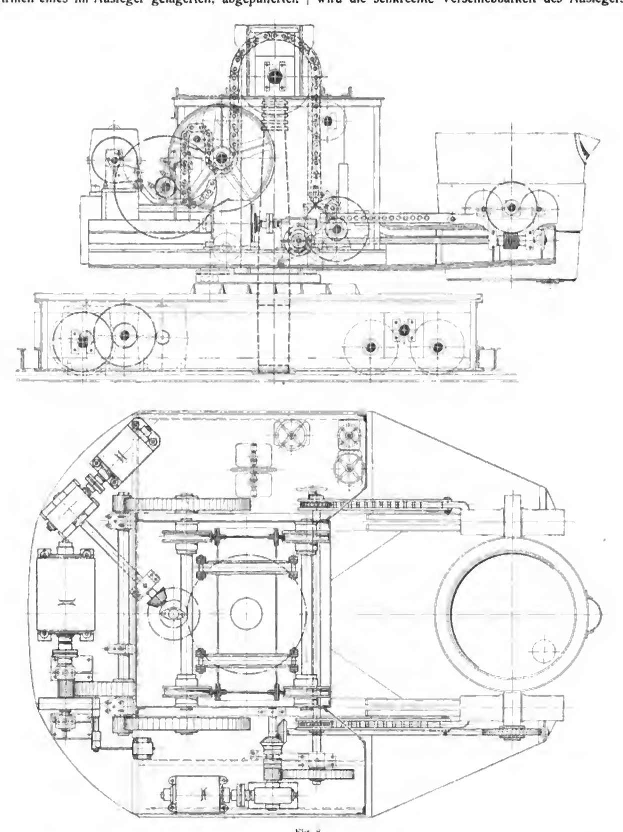


Fig. 8.

Balanziers angeschlossen sind, von denen aus sie über zwei Rollen im Kopf einer genieteten Vierkanthohlsäule, die ihrerseits drehbar an einem ausgebuchsten Kammlager eines im Unterwagen festen Königsstockes aus *Siemens-Martin*-Stahl aufgehängt ist, nach den im Oelbad laufenden Antriebsrädern der elektrischen Hubmaschine geführt werden. Diese, früher in weniger stabiler Weise hängend angeordnet, ist neuerdings mit den Motoren für die anderen Pfannenbewegungen auf der rückwärtigen Verlängerung des Auslegers (oder seitlich) solide aufgestellt und bildet dadurch einen Teil des Gegengewichtes. Außer durch diese vorteilhafte Ausbalanzierung der Chargenlast wird die senkrechte Verschiebbarkeit des Auslegers noch dadurch erhöht, daß sich derselbe mittels acht Rollen längs des Mittelgerüstes an gehobelten Schienen führt. Letzteres ist außerdem in der zur Auslegerachse senkrechten Richtung möglichst breit gehalten, damit auch beim plötzlichen Einleiten und Abstellen der Schwenkbewegung durch die Massenwirkung des Auslegers usw. keinerlei Biegungsanstrengungen in die Laschenkette kommen.

Während das Schwenken des Auslegers durch den Drehmotor in normaler Weise unter Vermittelung einer zum unteren Zahnkranz führenden senkrechten Welle erfolgen kann, gehen die Antriebe für das Radialverfahren und für das Kippen der Pfanne von einem gemeinsamen, seitlich stehenden Motor aus, der vom Führerstand aus durch Handrad wechselweise mit dem Zahnstangentriebwerk der Pfannen-Laufwagen oder mit dem Schneckengetriebe des Kippwerkes — das sich mittels Vierkantwelle in der Nabe des Motorvorgelegrades verschieben läßt — gekuppelt werden kann. Die in dieser Vereinigung der Antriebe liegende Vereinfachung ist nicht allein deshalb zulässig, weil beim Entleeren der Pfanne nie gleichzeitig ein Verschieben derselben stattfindet, sondern auch aus dem Grunde, weil das Abgießen des Pfanneninhaltes in der Regel bekanntlich mit Hilfe der Stopfenvorrichtung vor sich geht, während das Kippen — außer zum Entleeren der Schlacke — zum Gießen überhaupt nur aushilfsweise beim Einfrieren des Stopfens gehandhabt wird.

Hierbei sei als konstruktiver Fortschritt gegenüber den meisten sonstigen Ausführungen die staubdichte, verkapselte Anordnung des Wurmgetriebes[*]) erwähnt, wie sie in Berücksichtigung der in Stahlgießereien herrschenden Verhältnisse mit Vorteil auch bei allen übrigen empfindlichen Triebwerksteilen — die elektrischen Kabel sind in isolierten Stahlrohren verlegt — vorgenommen worden ist. So nicht in letzter Linie auch bei dem Fahrmechanismus des Gießwagens, der wegen der Relativbewegungen des Auslegers gegen den Unterwagen in letzterem hat untergebracht werden müssen. Trotzdem ist auch der gesamte fahrmaschinelle Teil durch Oeffnen des Stirnwanddeckels des Unterwagens leicht zugänglich.

Der bei den ersten Ausführungen gleichfalls in dem Unterwagen untergebrachte Schwenkmotor ist bei den neueren elektrischen Gießwagen auf dem drehbaren Obergestell aufgebaut, wodurch er neben seiner Verwendbarkeit als Gegengewicht auch bequemer für die Stromzuführung und für die Revision ist.



Fig. 9.

Der Unterwagen besteht, entsprechend der mit Recht im Maschinenbau immer mehr hervortretenden Strömung, die gußeisernen Gestelle durch schmiedeeiserne zu ersetzen, gleichfalls aus Walzeisenkonstruktion, welche gegen die Einwirkung von Staub und Hitze allseitig geschlossen, gegen brennende Stahlspritzer außerdem mit feuerfesten Steinen verkleidet und wegen etwaiger Fahrhindernisse, Prellböcke oder dergl. noch mit durchfedernden Pufferträgern an den Stirnseiten versehen ist, um eventl. Beschädigungen des eigentlichen Wagens völlig auszuschließen. Zur unschädlichen Aufnahme von Stößen während der Fahrt ist das Wagengestell außerdem zweckmäßig versteift und für eine außerordentlich geringe Beanspruchung kräftigst dimensioniert.

Diese sorgfältige Rücksichtnahme auf Erschütterungen ist hier nicht minder am Platze, als beispielsweise beim Bau von Werkzeugmaschinen, wo sie längst anerkannt ist. Denn es kommen bei neuen Gießwagenanlagen häufig noch die unvermeidlichen Stöße in Betracht, die durch den Einbau von Schiebebühnen in das Gleis zwecks dessen unabhängigen Befahrenwerdens durch mehrere Gießwagen verursacht werden (Fig. 9).

Die Heftigkeit und Häufigkeit der Stöße machen für einen dauernd sicheren Betrieb besonders kräftig gebaute Motore zur Bedingung, bei denen — wenn auch etwas auf Kosten des Wirkungsgrades — der Zwischenraum zwischen Rotor und Stator, namentlich bei Drehstrommotoren, reichlich groß ist. Beim Stator kommt noch eine sehr kräftige Befestigung der Statorbleche am Gestell zur Anwendung, die in Verbindung mit der allgemein zwischen Motorwelle und Ritzel einzuschaltenden elastischen oder beweglichen Kupplung die Motore — unter Vermeidung fliegend gelagerter Antriebsräder — zur gefahrlosen Aufnahme jener mechanischen Einwirkungen befähigt.

Der Fahrantrieb erfolgt gleichmäßig zu beiden Gleisseiten des Wagens, und zwar von einer durchgehenden Vorgelegewelle aus, mit deren aufgekeiltem Stirnrad die Ritzel gewöhnlich zweier gleicher Elektromotore in Eingriff stehen. Durch diese Anordnung ist, mit Einschaltung eines oder zweier Motore, nicht nur eine Veränderung der Fahrgeschwindigkeit derart möglich, daß beim schnellen Durchfahren der Halle beide Motore, beim langsamen Vorbeifahren an den zu vergießenden Kokillen nur ein

[*]) Bei dem abgebildeten Wagen hat allerdings ausnahmsweise ein bereits vorhandenes offenes Schneckengetriebe Verwendung finden müssen.

Motor arbeitet[9]), sondern es ist auch hierdurch für alle Fälle ein jederzeitiger Ersatz für einen etwa schadhaften Motor vorhanden.

Außer der für die senkrechte Auslegerbewegung vorgesehenen elektromagnetischen Haltebremse findet für das Senken der Last, neben der gewöhnlichen Motorbremsung für die übrigen Bewegungen, neuerdings noch mit Vorteil eine Wirbelstrombremsschaltung Anwendung, bei der es als Vorteil gegenüber der meist gebräuchlichen elektrischen Senkbremsschaltung überhaupt keine Kontrollerstellungen gibt, in denen der Motor eine unzulässige Tourenzahl annehmen und bei der ferner das Ein- und Ausschalten beliebig rasch erfolgen kann. Bei der gewöhnlichen Senkbremsschaltung tritt in solchen Fällen bekanntlich infolge der zu großen Zentrifugalkraft des Ankers leicht Reißen der Ankerbandagen bezw. wegen der zu starken Bremsstöße leicht Verschmoren des Kollektors und des Kontrollers ein. Die einfache Bauart der Wirbelstrombremse selbst: eine mit der Ankerwelle zwischen einem einspuligen Magnetgestell rotierende Eisenscheibe reiht sich als ein weiterer Vorteil den in ihrer Wirkung gelegenen an.

Interessieren dürften vielleicht noch die mit diesen letzterwähnten Gießwagen für 20 t und 15 t zu erzielenden Arbeitsgeschwindigkeiten:

Heben . . .	1,53 m i. d. Min.	(52 PS Drehstrommotor)
Drehen . . .	1,68 mal „ „	(12 „)
Fahren . . .	62 m „ „	(75 „)
Pfannenfahren .	12,5 „ „ „	24 „
Pfannenkippen	1,98 mal „ „	
bezw. Heben .	1,75 m „ „	(30 PS Gleichstrommotor
Drehen . . .	2,16 mal „ „	(17 „)
Fahren . . .	60 m „ „	(2 Motore à 30 PS)
Fahren m. einem Motor etwa .	40 „ „ „	
Pfannenfahren .	12,5 „ „ „	17 PS.
Pfannenkippen .	1,59 mal „ „	

Die im letzteren Beispiel verwendeten Elektromotore für das Hub- und das Fahrwerk zeichnen sich ferner durch eine außergewöhnlich niedrige Tourenzahl — etwa 200 im vollbelasteten Zustand — aus, was auf die einfache Ausbildung der zugehörigen Uebersetzungsmechanismen natürlich günstig einwirkt.

Trotz der im Vorstehenden aufgeführten Vorzüge rein elektrischer Gießwagen soll jedoch nicht behauptet werden, daß bei ihnen selbst vorübergehende Mißstände nie vorgekommen seien. Denn wie bekanntlich jede neue Maschinengattung im Anfange ihrer Ausbildung eine Reihe sogen. Kinderkrankheiten durchzumachen hat, so waren auch ihnen solche nicht erspart geblieben. Aber gerade durch sie lernte man die hervorgetretenen Mängel bei späteren Ausführungen vermeiden. So veranlaßte z. B. der in einem Fall gegebene unzweckmäßige Doppelschienenstrang (s. Fig. 9) eine vollkommenere Durchbildung des Fahrwerks, indem man mit Einschaltung von Balanziers und Vermehrung der Laufräderzahl eine gleichmäßige Druckverteilung erzielte; die hierbei ferner vorhandene scharf geknickte Stromzuführungsleitung (bei deren Unterführung unter die Roheisenbühne) wurde gleichfalls verbessert und damit wurden frühere Betriebsstörungen durch Ausspringen der Kontaktrollen vermieden. Die hängende Anordnung des Hubmotors mußte, wie gesagt, einer solideren, stehenden weichen, wodurch dem Zittern des Motors oder gar dem Lockerwerden der Befestigungsschrauben vorgebeugt worden ist; die zuerst angewendete Zentralschmierung wurde durch eine verläßlichere Einzelschmierung ersetzt. Bei späteren Ausführungen hat man auch die Zugänglichkeit zu den einzelnen Getriebeteilen dadurch erhöht, daß man an Stelle eines der früher vorhandenen drei Stirnradhubvorgelege ein Schneckenradvorgelege setzte. Ferner hat man aus dem gleichen Grunde die bereits erwähnte Verlegung des Drehmotors aus dem Unterwagen nach dem oberen Auslegergestell vorgenommen.

[9]) Bei einem dieser neuen Gießwagen ist auf besonderen Wunsch der Bestellerin nur ein Fahrmotor angeordnet worden, da das betr. Werk neuerdings nach amerikanischem Vorbild den sogen. „Wagenguß" betreibt, wobei im Gegensatz zum Grubenguß der Gießwagen während des Gießens bekanntlich stillsteht (vergl. z. B. „Stahl und Eisen" 1901, S. 1101.) Bei dem Wagen (Fig. 8) dagegen ist auch der doppelmotorige Antrieb ersichtlich.

(Fortsetzung folgt.)

Aus der Praxis.

Renold's Kettenantrieb.

Bei der *Renold* - Kette (s. D. p. J. 1903, Bd. **318**, S. 441), welche sich bekanntlich seit Jahren beim Antrieb von Dynamos, Ventilatoren, Regulatoren, Pumpen, Motorwagen, bei Werkzeugmaschinen, Kranen und anderen Maschinen bewährt hat, sind einige Verbesserungen in der Konstruktion angebracht, die im Folgenden dargestellt werden sollen. Das Wesen der Kette besteht bekanntlich darin, daß die Form der Kettenglieder und Zähne so gewählt ist, daß die Kette sich beim Verschleiß etwas weiter vom Mittelpunkt entfernt an die Zähne anlegt, wodurch Unterschiede in der Teilung des Rades und der Länge der Kettenglieder ausgeglichen werden. Die Kettenglieder legen sich ohne Gleitwirkung an die Zähne und bleiben während der Umdrehung mit dem Zahnrad ohne Drehung in der ursprünglich angenommenen Lage. Die *Renold*-Kette kann normal mit einer Geschwindigkeit von 375 m i. d. Minute, in besonderen Fällen noch schneller betrieben werden; sie ist besonders da an ihrem Platz, wo der Abstand der treibenden und der getriebenen Welle zu klein für Riemenbetrieb und zu groß für Zahnradübersetzung ist; bei hoher Geschwindigkeit; in heißen oder feuchten Räumen, in denen die Riemen bald verderben würden; da, wo man eine positive Uebersetzung braucht, d. h. wo das Rutschen des Riemens nachteilig wäre. Die Spannung der Kette ist geringer als beim Riemen. Der auf die Lager ausgeübte Zug ist also geringer, was weniger Reibung und verminderten Arbeitsverbrauch im Gefolge hat.

Die neueste Form der *Renold* - Kette ist mit ihren Einzelteilen in Fig. 1 dargestellt und umfaßt außer den Kettengliedern selbst, deren Arbeitsflächen geschliffen sind, gehärtete segmentförmige Büchsen, gehärtete Gelenkbolzen, die sich frei drehen können, und in Kettenmitte angebrachte Führungsplatten (die letzteren sind aus Fig. 1 nicht zu ersehen). In der früheren Ausführungsform stützten die Kettenglieder sich direkt auf den Bolzen, wogegen durch Anwendung der Büchsen die Stützfläche etwa verdoppelt ist und sich nun über die ganze Bolzenlänge ausdehnt. Der Verschleiß nimmt damit nicht nur in gleichem Verhältnis ab, sondern in viel höherem Maße, da die durchlaufende Büchse eine Oelschicht zurückhält, während früher das Oel leicht zwischen den einzelnen Gliedern

ausgepreßt wurde. Jedes Loch in den Kettengliedern ist durch einen kürzeren und einen längeren Ausschnitt über einen Teil des Umfanges erweitert. Die kurzen Ausschnitte fassen die segmentförmigen Büchsen x und y (Fig. 2) ohne Spiel, während die längeren Aussparungen die Büchsen sowohl in tangentialer wie in radialer Richtung frei lassen, so daß die Glieder sich um die Bolzen



Fig. 1. Einzelteile der Renold-Kette.

drehen können, zur Aenderung des Abstandes zwischen den Anlegeflächen X und Y. Wie Fig. 1 zeigt, werden die Kettenglieder in Paaren abwechselnd auf die Bolzen geschoben. Die Büchsen, welche durch einen Satz gleichgerichteter Glieder festgehalten werden, finden in den Aussparungen der anschließenden Gruppe genügend Spielraum um der Kette zu erlauben, auch die Zahnräder von dem geringsten angewendeten Durchmesser zu umfassen. Für besondere Fälle werden die Kettenglieder jeder zweiten Gruppe so gebogen, daß ein Paar immer ein Paar der zwischenliegenden Gruppen gabelförmig umschließt.

Die mittleren Führungsplatten können nur da benutzt werden, wo die gegenseitige Lage

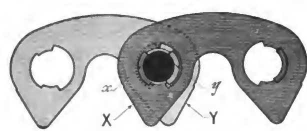


Fig. 2. Kettenglieder.

der Zahnräder genau festgelegt ist. Sie greifen dann in eingeschnittene Nuten, wie beim kleinen Zahnrad in Fig. 3 ersichtlich. Muß man dagegen darauf rechnen, daß die Zahnräder sich in achsialer Richtung etwas gegeneinander verschieben können, so werden die mittleren Führungsplatten fortgelassen und muß man dagegen eins der Zahnräder, nachdem die Zähne bearbeitet sind, mit aufgeschrumpften Flanschen versehen, die Ausweichen der Kette nach der Seite verhindern.

Die Zahnräder werden immer bearbeitet. Kleine Zahnräder bis 25 mm Durchm. werden direkt aus Stahlstäben geschnitten und nachträglich gehärtet; größere werden aus starkem Hämatiteisen gegossen, während Stahlguß oder Phosphorbronze für Zahnräder leichter Konstruktion Verwendung findet. Die kleinste Anzahl Zähne, die angewandt wird, beträgt 15.

Weil Rutschen beim Kettenantrieb ausgeschlossen ist, hat man zur Schonung des treibenden Motors zur Zwischenschaltung eines elastischen Gliedes gegriffen, da wo die Belastung sich oft stoßweise ändert. Dazu wird das getriebene Rad nach Fig. 3 als Federrad ausgebildet, indem Nabe und Kranz des Rades gesondert ausgeführt werden (Fig. 4) und die Kraft sich durch Zwischenschaltung kräftiger Spiralfedern überträgt. Der ringförmige Deckel, der nach Einsetzen der Federn an den Kranz festgeschraubt wird, stützt sich auch auf der Nabe und hilft mit, Kranz und Nabe zu verbinden. Die Federn, welche zu vier,

Fig. 3. Renolds Kettenantrieb mit Feder.



Fig. 4. Auseinandergenommenes Federrad.

sechs oder acht Stück f. d. Rad angeordnet werden, stützen sich einerseits gegen einen Nocken des Kranzes, andererseits gegen einen solchen der Nabe. Die halbe Anzahl der Federn überträgt die Kraft, während die Zwischenliegenden nur den Gegendruck bei auftretenden Stößen liefern. Die Steifheit der Federn wird je nach der Art des Antriebes zwei bis fünf Mal so groß genommen, wie sie der Belastung der zu übertragenden Kraft entsprechen würde. Zum Einsetzen der Federn legt man zuerst die Hälfte in abwechselnde Kammern des zusammengesetzten Rades ein, drückt dann diese Federn zusammen, indem man die Nocken von Kranz und Nabe mittels zweier Spanner verbindet, worauf man auch die übrigen Federn frei einlegen und die Spanner schließlich lösen kann.

Ky.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Wechselstrom-Meßinstrumente. (*Mac Gahan & Young.*) Die für Elektrizitätszähler bekannte Induktionsbauart, bei der in einer Metallscheibe durch einen Teil des Feldes Wirbelströme induziert und durch den phasenverschobenen anderen Teil des Feldes mit diesen Wirbelströmen ein Drehmoment erzeugt wird, ist zur Herstellung von Ampere-, Volt- und Wattmeter verwendet worden. Eine Abänderung ist insofern getroffen, als das Magnetgestell hufeisenförmig nach Art der alten *Edison*-Maschinen gebaut, jedoch in der Mitte der Polschuhe mit einer in einer Aussparung sitzenden Wicklung versehen ist; ferner hat der Anker zylindrische Form. Das auf den letzteren ausgeübte Drehmoment wird durch eine Spiralfeder aufgenommen, so daß ein an der Trommelachse befestigter Zeiger auf einer Teilung den Strom-, Spannungs- oder Leistungsbetrag angeben kann.

Bei dem Amperemeter durchfließt der zu messende Strom eine auf den Magnetschenkeln sitzende Primärwicklung, während eine darunter angebrachte Sekundärwicklung in Reihe mit den Spulen auf den Polschuhen geschaltet ist. Die Primärwicklung besteht aus zwei Teilen, die je nach der Größe des zu messenden Stromes hintereinander oder parallel geschaltet werden. Der zylindrische Anker ist aus Aluminiumblech hergestellt und ruht mit den hochglanz polierten Lagerflächen seiner Stahlachse in Edelsteinlagern. Die Meßwerte sind von der Wechselzahl unabhängig.

Zur Spannungsmessung ist die Anordnung die gleiche; nur die Primärwicklung besteht aus einer sehr großen Anzahl Windungen dünnen Drahtes und erhält einen Vorschaltwiderstand mit mehreren Anschlußpunkten, die bei verschiedenen Wechselzahlen benutzt werden.

Bei dem Wattmeter ist die Spannungsspule in zwei Teilen auf den beiden Schenkeln und die Stromspule zweiteilig in den Polschuhaussparungen angebracht. Den Anker, der hier aus einer besonderen Legierung mit niedrigem Temperaturkoeffizienten hergestellt ist, umgibt eine Hilfsspule, durch die der gesamte magnetische Kraftfluß der Spannungsspule hindurchgeht. Die Enden dieser Hilfsspule sind über einen Neusilberwiderstand kurzgeschlossen. Bei richtiger Wahl des letzteren wirkt diese Spule so auf das Spannungsfeld ein, daß in bezug auf das Stromfeld eine Phasenverschiebung von genau 90° hergestellt wird.

Zwei- und Dreiphasenströme werden mit einem Doppelinstrument gemessen, bei dem beide Anker auf derselben Achse befestigt sind.

Die Angaben der Instrumente werden praktisch durch in ihrer Nähe befindliche Magnetfelder nicht beeinflußt. Ferner ist infolge der Wirbelströme in den Ankern die Zeigerstellung nahezu aperiodisch. Die Skalenteilung ist bei den Amperemetern und Voltmetern ungleichförmig und entspricht den quadratischen Werten des Stromes oder der Spannung; beim Wattmeter ist sie gleichförmig. Um den Meßbereich der Instrumente zu vergrößern, wird ein Transformator mit mehreren Wicklungen beigegeben. (Electrical World 1907, Bd. II, S. 138 bis 141.) *Pr.*

Eisenbahnwesen.

Vorteile der gekrümmten Weichenstraßen. (*Lambert.*) Die Verbindung einer Gruppe paralleler Gleise geschieht durch Weichenstraßen. *Ziegler* hat nun in seiner Schrift „Systematische Anleitung zur einheitlichen Ausgestaltung von Weichenstraßen" an Stelle der jetzt allgemein angewendeten geraden Weichenstraßen „gekrümmte" eingeführt, um dadurch die Länge der Gleisgruppen zu verkürzen. Die Frage wird an einer Reihe von Beispielen behandelt, denen die in Rußland übliche Weiche 1 : 11 mit krummer Zunge zugrunde gelegt ist; der Winkel dieser Weiche ist $\alpha = 5^{\circ}\,11'\,40''$, (Neigungswinkel des Herzstückes), die ganze Länge L der Weiche zwischen Zungenanfang und Herzstückende = 28,16 m. Es wird eine Gruppe von 11 Gleisen betrachtet. Bei Anwendung der geraden Weichenstraße sind zwei Hauptanordnungen möglich: 1. alle Gleise der Gruppe sollen dieselbe Nutzlänge haben, dann befindet sich an dem einen Ende eine Weichenstraße, an dem anderen schließen sämtliche Gleise an das der Hauptrichtung an; 2. nur zwei Gleise erhalten die Mindestlänge, alle anderen werden länger, dann werden zwei schräge Weichenstraßen angeordnet. Beide Hauptanordnungen lassen sich mit „gewöhnlichen" und „verkürzten" Weichenstraßen ausbilden. Mit diesen vier Hauptgruppen werden die entsprechenden nach *Ziegler*schem System mit gekrümmten Weichenstraßen ausgeführten Gruppen unter gleichen Grundbedingungen verglichen. Eine gekrümmte Weichenstraße erhält man, wenn man die parallelen Gleise einer Gleisgruppe in parallele Kurven auslaufen läßt, und an diese Kurven Tangenten zieht, von denen jede folgende die vorhergehende unter dem Weichenwinkel α schneidet, die Schnittpunkte sollen in gleicher Entfernung voneinander liegen, der aus den Tangentenabschnitten gebildete gebrochene Linienzug ist die gekrümmte Weichenstraße. Die Gleisgruppen mit gekrümmten Weichenstraßen werden mit den bisher gebräuchlichen mit geraden Weichenstraßen nach folgenden Gesichtspunkten verglichen:

1. Welche Anlage ist am sparsamsten bezüglich des Aufwandes an Gleisteilen?
2. Welche Anlage ergibt die kürzeste Längenausdehnung der Gleisgruppe?
3. Welche Grundfläche erfordern die verschiedenen Gruppenarten?
4. Widerstandsarbeit (Verlust) beim Befahren der ganzen Gruppe von einer Endweiche zur anderen!
5. Länge der Gefahrzone (Abstand der äußersten Weichen der Weichenstraße).
6. Zahl der gegen die Spitze befahrenen Weichen (Anzahl der Gefahrpunkte).

Die Betrachtung der einzelnen Punkte an Hand zahlenmäßiger Belege bei Durchführung eines bestimmten Beispieles ergibt im Ganzen zwar geringere Anlagekosten (Punkt 1 und 3) für Gruppen mit geraden Weichenstraßen, jedoch eine wesentliche Verkürzung der Anlage bei Anwendung der gekrümmten Weichenstraße, die bis 38 v. H. beträgt, sowie eine Verkürzung der Gefahrzone und Minderung der Zahl der Gefahrpunkte, es wird somit die Gruppe mit gekrümmten Weichenstraßen zu bevorzugen, und die mit geraden Weichenstraßen für die Zukunft zu verlassen sein. (Organ f. d. Fortschritte des Eisenbahnwesens 1907, Bd. 44, S. 95—101.) *S.*

Einfache Eisenbahnwagen-Entstäubungsanlage. (*Staby.*) Die Einrichtung zur Sauglufterzeugung ist an einer alten Lokomotive mit Tender angebaut, die in Ludwigshafen für Anheiz- und Verschiebedienst verwendet wird. Ein Dampfstrahlluftsauger, *Körting* No. 3 ist an der Außenwand des Führerstandes wagerecht befestigt, die Saugleitung führt nach dem oberen Teil einer vom Tenderwasserkasten abgetrennten Saugluftkammer. Diese Kammer ist durch zwei fast bis zum Boden herabreichende Querwände in drei Abteilungen geschieden, die Scheidewände haben in ihrem unteren Teil mehrere Reihen kleiner Löcher. Durch einen Umlaufhahn wird Wasser bis zu einer bestimmten, an einem Wasserstandglase erkennbaren Höhe aus dem Tender in die Saugkammer eingelassen. Aus der mittleren Abteilung saugt der Dampfstrahlsauger Luft ab; in dieser Abteilung steigt infolgedessen der Wasserspiegel, in den beiden Seitenabteilungen sinkt er, dort bildet sich ein ge-

wisses Vakuum. In den Außenwänden der Seitenabteilungen sitzen nun Hähne mit Anschlußstutzen für die Saugschläuche, die mit entsprechend geformten Mundstücken versehen sind. Die aus den Polstern abg sa"gte mit Staubteilchen erfüllte Luft wird in die Vakuumabteilungen eingesaugt, die gröbsten Staubteilchen fallen zu Boden, um später durch Ablaßhähne ausgeschwemmt zu werden, die feineren setzen sich im Wasser ab, die abgesaugte Luft wird von dem Dampfstrahlsauger in die Rauchkammer geblasen. Bei Entstäubungsarbeit mit drei Schläuchen zugleich beträgt der Kohlenverbrauch etwa 50 kg/Std; die Kosten der Einrichtung haben etwa 800 M. betragen, die Reinigung der Polsterabteile geschieht etwa wöchentlich einmal. (Organ f. d. Fortschritte des Eisenbahnwesens 1907, 44. Band, S. 89—90.) *S.*

Bremsklotzaufhängung. (*Olds.*) Bei der bisherigen Aufhängung der Bremsklötze können nach Abnutzung der Bolzen und deren Führungslöcher die Teile sich gegeneinander bewegen und dann beim Fahren ein unangenehmes Geräusch verursachen. Zur Abhilfe hat die *St. Louis Car Company* bei den neuen Stahlwagen der *Millwaukee Electric Railway and Light Company* mit einem Längsschlitz versehene Aufhängelaschen für die Bremsklötze und Bolzen mit konischem Kopf und konischer Mutter verwendet. Letztere beiden legen sich gegen die entsprechend ausgebildeten Lagerflächen in der Aufhängegabel und dem Bremsklotz, während die zylindrischen Teile der Bolzen in der Aufhängelasche durch Paßstücke an den Enden und ein langes Zwischenstück, sowie eine von oben wirkende Druckschraube festgehalten werden. Da eine Abnutzung nur an den konischen Flächen stattfindet, so kann durch einfaches Anziehen der Mutter das feste Aneinanderliegen der Lagerflächen immer wieder hergestellt werden. (Street Railway Journal 1907, Bd. II, S. 72.) *Pr.*

Die Bestrebungen zur Ausbildung der Einphasensysteme für den schweren Bahnbetrieb (*A. Heyland*) sind in erster Linie auf ökonomische Beweggründe zurückzuführen; die Ergebnisse dieser Bestrebungen, welche zum Reihenschlußmotor und zum kompensierten Repulsionsmotor geführt haben, sind nur eine Stufe in der noch zu erwartenden Entwicklung des Einphasen-Bahnsystemes. Die Resultate, welche bisher über die beiden Typen der Wechselstrom-Kommutatormotoren vorliegen, dürften, vom rein praktischen Gesichtspunkte aus beurteilt, die gleichen geblieben sein. Der schwache Rücklauf aller Wechselstrom-Kommutatorenmotoren liegt in den Anlaufsbedingungen, in der Kommutierung beim Anlauf. Letztere führt zu hoher Lamellenzahl, zu schmalen Bürsten, niedrigen Betriebsspannungen und großen Abmessungen der Wechselstrom-Kommutatoren. Bei größeren Leistungen müssen die Fahrschalter für sehr große Stromstärken dimensioniert sein. Die aktive Größe eines Wechselstrommotors ist um rund 50 v. H. größer als die eines Gleichstrommotors gleicher Leistung. Die Periodenzahl des Stromes kann beim kompensierten Repulsionsmotor relativ höher gewählt werden als beim Reihenschlußmotor (Folgeerscheinung: Leichtere Transformatoren). Die Eisenverluste beim kompensierten Repulsionsmotor sind die eines Einphasen-Induktionsmotors, beim Reihenschlußmotor die eines Gleichstrommotors der 1,4fachen Leistung vermehrt um die durch die Polwechsel hervorgerufenen Verluste. Im Vollbetriebe werden die Gesamtverluste bei gleichen Motorarten ungefähr dieselben, der Betrieb bei voller Tourenzahl bei beiden Motorarten gleich gut. (Elektrotechn. Zeitschrift 1907, S. 891 bis 896.) *Hg.*

Eisenbeton.

Druckfestigkeit des umschnürten Betons. (*Saliger.*) Auf Grund seiner Versuche und theoretischen Erwägungen hat *Considère* das Gesetz aufgestellt, daß die Bruchbelastung der umschnürten Betonzylinder durch die Umschnürung mit Drahtspiralen um das 2,4fache Produkt aus dem Querschnitt fe' gedachter Längsstangen, deren Gewicht gleich demjenigen der Spiralen ist, und der Streckgrenze σ_u des Eisens erhöht wird (s. *Wayß* und *Freytag*, II. Auflage, S. 68.)

Ist l die Ganghöhe der Spirale, fu ihr Querschnitt und d der Kerndurchmesser des umschnürten Betonzylinders, so ist angenähert:

$$fe' = fu \cdot \frac{\pi d}{l}$$

und das Verhältnis μ_u von fe' zum Querschnitt des Betonkernes:

$$\mu_u = \frac{fu \cdot \frac{\pi d}{l}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4 f \cdot u}{d \cdot l}.$$

Dann ist also

$$k_u = k + 2{,}4 \cdot \mu_u \cdot \sigma_u,$$

wenn k_u die Bruchfestigkeit des umschnürten und k diejenige des nicht umschnürten Betonzylinders bedeutet.

Saliger leitet dieselbe Formel auf zwei Wegen ab, will jedoch den Faktor 2,4 durch 2 ersetzt wissen.

Einmal wird die Umschnürung als ein Metallmantel aufgefaßt, der die Formänderungen, welche die gleichzeitig mit den Längsdruckspannungen auftretenden Querspannungen hervorgerufen, zu vermindern sucht und daher auf Zug beansprucht wird.

Das zweite Verfahren geht von der Bildung schiefer Gleitflächen aus, an welchen die Zerstörung der gedrückten Prismen erfolgt. Der Achsialdruck und die an der Gleitfläche auftretenden Kräfte: Normaldruck, Scherwiderstand und Reibung, sind im Gleichgewicht mit einer von der Umschnürung hervorgerufenen Horizontalkraft, deren Auftreten in der Umschnürung Zugspannungen hervorruft. Ist α der Reibungswinkel des Betons und σ_s seine Schubfestigkeit, so ist die durch die Umschnürung hervorgerufene Steigerung der Bruchfestigkeit

$$tg^2\left(45 + \frac{\alpha}{2}\right)\frac{\mu_u}{2} \cdot \sigma_u$$

und die Bruchfestigkeit des umschnürten Betonzylinders überhaupt:

$$k_u = 2\, tg\left(45 + \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \sigma_s + tg^2\left(45 + \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{\mu_u}{2} \cdot \sigma_u.$$

Der erste Summand entspricht der Bruchfestigkeit des Betonzylinders ohne Umschnürung.

Ist $\alpha = 37^\circ$, so ist:

$$k_u = \sim 4\,\sigma_s + 2\,\mu_u\,.\,\sigma_u\,.$$

Der *Considère*schen Zahl 2,4 entspricht ein Reibungswinkel von $\alpha = 41^\circ$. (Mitteil. über Zement, Beton u. Eisenbetonbau d. Deutschen Bauztg., S. 63—64.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Materialprüfungsmaschinen.

Wagerechte Anker- und Kettenprüfmaschine für 350 t Höchstbelastung. (*Wicksteed.*) Die in der Prüfungsanstalt des englischen Lloyds zu Cardiff aufgestellte Maschine ist zur Vornahme von Zerreißversuchen an den stärksten Ankern und Ketten der englischen Kriegs- und Handelsmarine bestimmt. Die Krafterzeugung erfolgt durch Druckwasser und die Kraftmessung durch eine Hebelwage. Bei der Konstruktion hat man in erster Linie getrachtet die Gewichtshebel von der beim Reißen des Probestückes unvermeidlichen Erschütterung zu befreien, und hat dies dadurch zu erreichen gesucht, daß die Tragsäule des Wagebalkens mit dem schweren Maschinengestell fest verbunden wurde. Die Maschine, die Anker von 5,1 m Schaftlänge und 2,25 m Breite aufnehmen kann, ist nur mit einem zentral im Maschinenbett angeordneten wagerechten Druckwasserzylinder von 1,5 m Hublänge versehen, der sich mit einer 1,8 m langen Schneide gegen den durch Zugstangen mit dem einen Spannbalken verbundenen Kreuzkopf stützt, wobei die vom *Board of Trade* festgesetzte Grenze von 2 t Belastung auf 1 cm Schneidenlänge eingehalten wird. Das mit dem Druckwasserkolben verbundene Querhaupt verschiebt einen wagerechten Rahmen, in dem der zweite Spannbacken

gelagert ist. Eigenartig ist ferner, daß bei dieser Maschine ein zweiarmiger Laufgewichtshebel verwendet wird, der an dem einen Ende auch durch mechanisch aufzulegende Gewichtsscheiben belastet werden kann. Das ½ t schwere Laufgewicht wird durch eine Schraubenspindel verschoben und in der Nullstellung durch ein ebenso großes Gewicht auf der anderen Seite des Hebels ausgeglichen. Durch diese Anordnung wird ermöglicht, ein leichtes Laufgewicht zu verwenden und trotzdem verhältnismäßig große Genauigkeit, selbst bei kleineren Belastungen zu erzielen. (Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Teil 3–4, 1907, S. 543–564.) *H.*

Elektrisch gesteuerte Hebelprüfmaschine von Wicksteed. (*Larard.*) Die von *Buckton & Co.* in Leeds, England, für das Northampton Polytechnic Institute in London erbaute Prüfmaschine für die Durchführung von Zug-, Druck-, Dreh-, Biege- und Scherversuchen ist mit einem senkrechten Druckwasserzylinder von 432 mm Durchm. versehen, dessen Kolben auf 419 mm abgesetzt ist, derart, daß man entweder den Druck des Wassers auf der vollen Kolbenfläche zur Wirkung bringen kann, um den Probestab bis zu 68000 kg zu belasten, oder nach dem Oeffnen des Auslaßventils den Kolben durch Einlassen von Druckwasser in den schmalen Ringraum in seine Anfangslage zurückbringen kann. Das Bemerkenswerteste an dieser Maschine ist die elektrische Ausrüstung zum Verschieben des Laufgewichtes. Auf dem oberen wagerechten Wagebalken, dessen äußerste Hebellängen 1016 und 2032 mm betragen und an welchem die von dem Druckwasserzylinder ausgeübte, auszugleichende Kraft mit etwa 100 mm Abstand vom Drehpunkt angreift, sind außer einem in verschiedenen Entfernungen anzuhängenden festen Gewicht von 550 kg ein Laufgewicht von 453 kg und zwei damit durch Schrauben kuppelbare Scheiben von je 226,5 kg verschiebbar, die in bekannter Weise mittels einer durchlaufenden Schraubenspindel von Hand oder nach Ausschalten des Handantriebes durch einen einpferdigen Nebenschlußelektromotor angetrieben werden. Dieser Motor, der durch Aenderung der Nebenschlußerregung mit 12 verschiedenen Geschwindigkeiten zwischen 1200 und 600 Umdrehungen i. d. Minute betrieben werden kann, ermöglicht im Verein mit einer Veränderlichkeit des Rädergetriebes von 2 : 1 die Geschwindigkeit der Be- oder Entlastung im Verhältnis von 4 : 1 zu verändern und insbesondere beim Entlasten Geschwindigkeiten zu erzielen, wie sie bei Handantrieb nicht erreichbar wären. Der Elektromotor läuft während des Versuches ohne Unterbrechung, seine Bewegung wird auf das Laufgewicht unter Vermittlung einer in das Rädergetriebe eingeschalteten magnetischen Kupplung übertragen, die in dem Augenblicke, wo der Wagebalken eine seiner Hubgrenzen erreicht, durch Kurzschließen der Stromzuführungen gelöst wird. Gleichzeitig tritt eine ebenfalls elektrisch betätigte Bremse in Wirkung, die das Laufgewicht an seiner Stelle augenblicklich festhält. (The Engineer 1907, S. 121–123.) *H.*

Schiffbau.

Schiffsabmessungen. Tab. 1 gibt die Hauptabmessungen der 20 größten Schiffe, die sich Anfang 1908 (die Minnesota ausgenommen, die im pacifischen Dienst gebraucht wird) zur Vermittelung des Verkehrs zwischen New York und den europäischen Häfen im Betrieb befinden werden. Außerdem haben *Harland & Wolff* für die Hamburg—Amerika-Linie noch drei Schiffe (George Washington, President Lincoln und President Grant von je 30 000, 18 100 und 18 100 t) in Bestellung, während sich für den *Norddeutschen Lloyd* zwei Schiffe von 27 000 und etwa 18 000 t beim *Bremer Vulkan* und auf der *Weserwerft* im Bau befinden. Auch für fast alle anderen Weltlinien, sowohl im Fracht- wie im hauptsächlichen Personenverkehr hat sich das Tonnenmaß der einzelnen Schiffe in den letzten zehn Jahren etwa verdoppelt.

Ueber den Einfluß der Geschwindigkeit auf die erforderliche Maschinenleistung gibt Tab. 2 eine Uebersicht. Die angegebenen Geschwindigkeiten sind nicht etwa die auf Probefahrten ermittelten, sondern die mittleren Zahlen im regelmäßigen Dienst. Von den in den beiden Zusammenstellungen erwähnten Schiffen haben allein die Carmania, die Lusitania und die Mauretania Turbinen. (De Ingenieur 1907, S. 618–623.) *Ky.*

Tab. 1.

Name des Schiffes	Ladegewicht Brutto Reg. t	Länge in Fuß engl.	Breite in Fuß engl.	Raumtiefe in Fuß engl.	Tiefgang in m	Eigentümer
1. Lusitania / 2. Mauretania	33 200	785	87′ 8″	60′ 6″	11,1	*Cunard*
3. Adriatic	25 000	726	75′	50′	11	*White Star*
4. Kais. Augusta Victoria	24 580	677	77′ 3″	50′ 2″	10	*Hamburg—Amerika*
5. Rotterdam	24 000	670	77′ 1″	48′	10,6	*Holland—Amerika*
6. Baltic	23 876	709	75′ 6″	49′	11	*White Star*
7. Amerika	22 225	669	74′ 3″	47′ 8″	10	*Hamburg—Amerika*
8. Celtic / 9. Cedric	20 904 / 21 035	704	75′ 3″	44′ 1″	10,6	*White Star*
10. Minnesota	20 718	680	73′ 5″	45′	10,2	*Great Northerm Ry. (N. York)*
11. Caronia / 12. Carmania	19 594 / 19 524	672	72′ 2″	40′ 2″	10	*Cunard*
13. Kais. Wilhelm II. / 14. Kronprinzessin Cecilie	19 361	706	72′ 3″	44′ 2″	9,15	*Norddeutscher Lloyd*
15. Oceanic	17 274	705	68′ 4″	44′ 5″	9,75	*White Star*
16. Nieuw-Amsterdam	17 000	615	68′ 9″	43′ 5″	10,4	*Holland—Amerika*
17. Deutschland	16 502	661	67′ 3″	40′ 3″	8,8	*Hamburg—Amerika*
18. Arabic	15 800	600	65′ 5″	47′ 6″	10	*White Star*
19. Republic	15 378	570	67′ 8″	47′ 6″	10	*White Star*
20. La Provence	14 744	645	65′	42′ 3″	9	*Cie. Gén. Transatlantique, Hâvre*

Tab. 2.

Name des Schiffes	Ladegewicht Brutto t	Wasserverdrängung t	Maschinenleistung PS_i	Geschw. in Knoten i. d. Std.	Kohlenverbrauch f. d. Tag in t	Eigentümer
Etruria-Umbria	8 120	11 381	14 500	19	330	*Cunard*
Carmania	19 524	30 918	22 000	18	320	„
Majestic-Teutonic	9 960	13 500	18 000	19	316	*White Star*
Oceanic	17 274	28 500	29 000	20	400	„
Campania, Lucania	12 950	19 450	30 000	22	485	*Cunard*
Kaiser Wilhelm der Große .	14 349	20 880	28 000	22,5	500	*Norddeutscher Lloyd*
La Provence	14 744	?	30 000	23	?	*Cie. Gén. Transatlantique*
Kaiser Wilhelm II.	19 361	26 500	44 000	23,5	650 à 700	*Norddeutscher Lloyd*
Mauretania, Lusitania . . .	33 20	40 000	65000 b. 70000	24,5 (?)	1000	*Cunard*

Turbinen.

Zweistufige Verbund-Turbine von 2000 PS Leistung. Die nach gemeinschaftlichen Angaben des Direktors *Lauhoffer* und des Prof. *Pfarr* im Elektrizitätswerk zu Wiesberg, Tirol, von der *Elektrizitäts-Aktiengesellschaft vorm. Kolben & Co.* in Prag aufgestellte Turbine besteht im wesentlichen aus zwei gleichen Spiral-*Francis*-Turbinen. Aus der Hauptrohrleitung tritt das Wasser, nachdem es einen hydraulischen Absperrschieber von 750 mm lichter Weite durchströmt hat, in die erste Stufe der Turbine ein und wird nach dem Verlassen des ersten Laufrades durch ein Umleitrohr von 850 mm Weite in die zweite Stufe und von hier mittels eines genieteten Blechsaugrohres in den Abflußgraben geführt. Da die Wasserzuleitung zu den auf gemeinsamer Welle sitzenden Turbinenstufen von entgegengesetzten Seiten erfolgt, so gleichen sich die Achsialdrücke so gut wie vollkommen aus. Jede Turbine ist mit einem Leitkranz mit 20 drehbaren Leitschaufeln und einem Stahlgußlaufrad mit 19 Schaufeln, das 1055 mm Durchm. besitzt, ausgerüstet. Zur Regulierung dient ein von der Welle der Turbine angetriebener selbsttätiger Oeldruckregulator, der mittels Servemotors auf die Leitschaufeln einwirkt. Die Hochdruckstufe der Turbine arbeitet mit 4,25 at Gegendruck, weshalb die Abdichtung der Welle besondere Schwierigkeiten bereitet. Die ganze Konstruktion ist dazu bestimmt, bei Ausnutzung mittlerer und großer Gefälle die übermäßigen Wassergeschwindigkeiten in den Turbinen zu vermeiden. Mit der Turbine ist durch elastische Bandkupplung eine Drehstromdynamo von 1600 KW Leistung bei 12000 Volt Spannung gekuppelt. Bei den Versuchen hat die Maschinen gruppe 80 v. H. Gesamtwirkungsgrad ergeben. (Schweiz. Bauzeitung 1907, S. 147—151.)

H.

Wasserbau.

Küstenbefestigung. Die Abschwemmung der steil abfallenden Kreideküste östlich von Brighton durch das Meer, die in den letzten 11 Jahren ungefähr 10 m betragen hat, machte eine Befestigung dieser Küstenstrecke notwendig, wozu sechs in Eisenbeton ausgeführte Strandwehre vorgebaut werden. Die Vorküste besteht hier aus fast reiner Kreide, so daß vor Inangriffnahme der Arbeiten nur äusserst wenig Sand vorhanden war.

Die Strandwehre erstrecken sich vom Fuß der 25—40 m hohen Felsen bis zur Tiefwasserlinie, ein Abstand von 165 m, wobei ihre gegenseitige Entfernung 150 m beträgt. Sie bestehen aus einer Reihe von viereckigen Säulen (Seitenkante 40 cm), die 1,65—2,10 m auseinander stehen. Die Verbindung zwischen den einzelnen Säulen wird durch Eisenbetonplatten (15 cm dick und 30 cm breit) hergestellt, welche in Nuten eingelassen werden, die in den Säulen ausgespart sind.

Die Löcher für die Säulen werden in dem aus fester Kreide bestehenden Unterboden nur 0,75—1,20 m tief ausgegraben, und nach dem Einsetzen der über dem Strand am oberen Wehrende 2,40 m und am unteren Ende 0,75 m hohen Säulen mit Beton vollgegossen. Die Säulen selbst ließ man vor dem Einsetzen einen Monat erhärten; bei der Betonmischung wurde nur Süßwasser verwendet. Für die Armierung kam durchweg Rundeisen zur Anwendung. Die über 1,50 m hohen Säulen sind durch Seitenstützen verstärkt. Die Verbindung derselben mit den Säulen wurde in solcher Weise erwirkt, daß man die beiden Teile für sich herstellte und die Armatur oben herausragen ließ. Nachdem sowohl die Säule wie ihre Stütze an ihrem Standort mit Beton in dem Boden festgegossen war, verband man die Köpfe durch einen Holzkasten, den man nachträglich mit der Betonmasse ausgoß.

Die Kosten belaufen sich auf etwas unter 20 M. f. d. laufenden Meter der Wehre. (The Engineer, Bd. II, S. 309—310).

Ky.

Bücherschau.

Die Schaufelmotoren. Wasser- und Dampfturbinen, Zentrifugalpumpen und Gebläse von *W. H. Stuart Garnett*. Deutsch von *C. Heine*. 235 Seiten 15,5 × 23,5 mit 38 Textabbildungen. Berlin 1907. W. Ernst & Sohn.

Das vorliegende Werk ist eine hübsche und großzügig geschriebene Einführung in das im Titel angegebene weitläufige Gebiet der Kreiselräder. Hervorzuheben sind die geschichtlichen Angaben, die das, was der Unterzeichnete zur Umbenennung der *Francis*-Turbinen, Zeitschr. für d. g. Turbinenwesen 1906, S. 17 und 150 ausführte, unterstützen. Die einzelnen Turbinengattungen werden sodann an Hand von Zeichnungen und Abbildungen klar beschrieben, die wichtigsten Konstruktionsgesetze vorgeführt. So wandert der Leser durch das Gebiet der Wasser- und weiter durch das der Dampfturbinen bis zu den modernen Turbinenschiffen. Besonders zu empfehlen ist schließlich ein Anhang, in dem einige mathematische Grundsätze, Bewegungserscheinungen und Verhalten von Flüssigkeiten und Gasen, sowie gyroskopische Beeinflussungen von Turbinen in bemerkenswerter Kürze und Klarheit beschrieben sind.

München, 3. Oktober 1907. *R. Camerer.*

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 45. **Berlin, 9. November 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Temperaturspannungen in einer kreisförmigen Platte.

Von Dr.-Ing. **Max Ensslin**, Stuttgart.

In D. p. J., Heft 37 d. Bds. ist die Beanspruchung eines hohlen rippenlosen Scheibenkolbens mit ebener Ober- und Unterfläche untersucht worden unter dem Einfluß eines Dampf- oder Gasdrucks. Hier soll der bei Gasmotorenkolben wichtige Einfluß einer verschiedenen Temperatur der Innen- und Außenfläche der Böden behandelt werden, wenigstens für einen ebenen Kolbenboden. Jene Kolben sind bekanntlich außen den heißen Gasen ausgesetzt und innen durch Wasser gekühlt. Kreisförmig verlaufende Risse besonders in den Kolbenböden zwischen Putzlöchern sind nicht selten aufgetreten. Wir müssen einen stationären Temperaturzustand annehmen; denn wollte man auf die Schwankungen der Temperatur eingehen, die tatsächlich eintreten, so würde die Behandlung der Aufgabe zu schwierig; auch hat man über die Höhe der Wandtemperaturen und ihre Verteilung noch keine Beobachtungen anstellen können. Man ist auf Annahmen angewiesen und wird zuerst die einfachste wählen, nämlich: die Temperatur nehme von der Außen- nach der Innenfläche hin nach einem linearen Gesetz ab, und sei in parallelen Ebenen zur Außenfläche konstant (vergl. Encykl. d. Math. Wiss. Bd. V, S. 181 u. 182). Im Vergleich zu der schon gemachten Annahme, derzufolge die Temperaturschwankungen unberücksichtigt bleiben, erscheint die Annahme der denkbar einfachsten (linearen) Veränderlichkeit der Temperatur von keinem allzu erheblichen Einfluß zu sein. Es handelt sich hier in erster Linie darum, die Größenordnung der Temperaturspannungen kennen zu lernen und die maßgebenden Einflüsse zu erörtern, soweit als möglich auch hinsichtlich der Beanspruchung von Versteifungsrippen. Eine von der linearen abweichende Temperaturverteilung kann erforderlichenfalls in zweiter Linie weiter verfolgt werden.

Ich gehe von geometrischer Anschauung aus und benutze ferner die in D. p. J. 1904, Heft 39—43 mitgeteilten Ergebnisse betr. die Beanspruchung und Formänderung kreisförmiger Platten, setze auch die Entwicklung der Theorie ebener Kreisplatten als bekannt voraus (vgl. hierzu die Lehrbücher über Elastizität).

Vorbemerkung.

Temperaturspannungen bei vollkommen gehinderter Wärmeausdehnung einer Linie, einer Fläche, eines Körpers

1. Ein *Stab* von der Länge 1 cm (Fig. 1) werde um ΔT^0 C erwärmt, der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient α_w sei konstant; der Stab dehnt sich um

$$w = \alpha_w \,.\, \Delta T.$$

Diese Ausdehnung ε wird durch eine Druckspannung σ rückgängig gemacht.

$$w = \varepsilon = \alpha \,.\, \sigma,$$

wo $\alpha = 1 : E$ der Dehnungskoeffizient des Materials ist. In allgemeinen Rechnungen wird eine

$\left\{\begin{matrix}\text{Ausdehnung}\\ \text{Verkürzung}\end{matrix}\right.$ und eine $+\left\{\begin{matrix}\text{Zugspannung}\\ \text{Druckspannung}\end{matrix}\right.$ mit $\left.\begin{matrix}+\\ -\end{matrix}\right\}$

bezeichnet. Es ist dann

$$w + \varepsilon = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)[1]$$

$$\alpha \,.\, \sigma = - \alpha_w \,.\, \Delta T$$

$$\sigma = - \frac{\alpha_w}{\alpha} \cdot \Delta T \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Für eine Temperaturzunahme um ΔT wird σ negativ, d. h. eine Druckspannung.

1cm w ε

Fig. 1.

Für Schmiedeeisen und Stahl ist in runden Zahlen

$$\alpha = \frac{1}{2\,000\,000} \qquad \alpha_w = \frac{1}{80\,000}\,,$$

für Gußeisen

$$\alpha = \frac{1}{1\,000\,000} \text{ und } \alpha_w = \frac{1}{90\,000}\,.$$

Daher entsteht infolge gänzlich gehinderter linearer Wärmeausdehnung eine Spannung

in Schmiedeeisen und Stahl $\sigma = \sim 25 \,.\, \Delta T$ kg/qcm Druck
in Gußeisen $\sigma = \sim 11 \,.\, \Delta T$ „ „ .

Bei nur teilweise gehinderter Ausdehnung fällt die Spannung entsprechend kleiner aus.

2. Ein *Prisma* von quadratischem Querschnitt von 1 cm Seite werde um ΔT^0 C erwärmt und *an der seitlichen Ausdehnung vollständig gehindert.* Senkrecht zum Querschnitt sei die Wärmeausdehnung frei und die Spannung Null.

Bei nicht gehinderter Ausdehnung würden sich beide Seiten um $w = \alpha_w \,.\, \Delta T$ verlängern.

Zwei Druckspannungen σ_x und σ_y verhindern diese Ausdehnung ε_x und ε_y, deren Absolutwert w ist.

Wir haben wie oben

$$w + \varepsilon_x = 0$$
$$w + \varepsilon_y = 0$$

[1] Würde nicht die ganze Ausdehnung w durch eine Druckspannung σ rückgängig gemacht, sondern ein Teil ε' übrig bleiben, so wäre

$$w + \varepsilon = \varepsilon',$$

wobei diese resultierende Dehnung ε' eine positive Ausdehnung wäre.

Zwischen den Spannungen σ_x, σ_y, σ_z in drei aufeinander senkrechten Richtungen und den von ihnen bewirkten Dehnungen ε_x, ε_y, ε_z besteht nach dem *Hooke*schen Gesetz und unter Annahme der Superposition der Dehnungen die Beziehung:

$$\left\{\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{2}{\beta}\left[\varepsilon_x + \frac{e}{m-2}\right]\\ \sigma_y &= \frac{2}{\beta}\left[\varepsilon_y + \frac{e}{m-2}\right]\\ \sigma_z &= \frac{2}{\beta}\left[\varepsilon_z + \frac{e}{m-2}\right]\end{aligned}\right. \quad \ldots \quad 3)$$

wo

$$\beta = 2\,\frac{m+1}{m}\,\alpha$$

der Schubkoeffizient ($= 1 : G$) und m das Verhältnis $\frac{\text{Längsdehnung}}{\text{Querkontraktion}}$ und $e = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$ ist.

Mit $\sigma_z = 0$ erhält man die auch späterhin nötigen Gleichungen

$$\left\{\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{m}{m^2-1}\cdot\frac{1}{\alpha}\left[m\,\varepsilon_x + \varepsilon_y\right]\\ \sigma_y &= \frac{m}{m^2-1}\cdot\frac{1}{\alpha}\left[\varepsilon_x + m\,\varepsilon_y\right]\\ \sigma_z &= 0\end{aligned}\right. \quad \ldots \quad 4)$$

woraus mit

$$\varepsilon_x = \varepsilon_y = -w = -\alpha_w \,.\, \varDelta T$$

$$\sigma_x = \sigma_y = -\frac{m}{m-1}\cdot\frac{\alpha_w}{\alpha}\cdot\varDelta T \quad \ldots \quad 5)$$

Mit $m = \frac{10}{3}$ erhält man für die Temperaturspannung bei vollständig gehinderter Flächenausdehnung

in Schmiedeeisen u. Stahl $\sigma = \sim 35{,}5 \,.\, \varDelta T$ kg/qcm Druck
in Gußeisen $\sigma = \sim 15{,}7 \,.\, \varDelta T$ „ „ .

3. Ein *Würfel* von 1 cm Seitenlänge wird um $\varDelta T\,^0$C erwärmt und an der *Wärmeausdehnung allseitig gehindert.*

Aehnlich wie oben findet man $w = \alpha_w \,.\, \varDelta T$ und

$$\left\{\begin{aligned}\varepsilon_x + w &= 0\\ \varepsilon_y + w &= 0\\ \varepsilon_z + w &= 0\end{aligned}\right.$$

und mit Gleichung 3

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = -\frac{m}{m-2}\cdot\frac{\alpha_w}{\alpha}\cdot\varDelta T \quad . \quad 6)$$

Für Schmiedeeisen und Stahl würde

$$\sigma = \sim 63{,}5 \,.\, \varDelta T \text{ kg/qcm Druck.}$$

Für Gußeisen

$$\sigma = \sim 27{,}5 \,.\, \varDelta T \text{ kg/qcm Druck.}$$

Dehnung und Biegung der Platte infolge der ungleichen Temperatur in Richtung der Plattendicke.

Wie schon hervorgehoben, nehmen wir an, von der Oberfläche zur Unterfläche nehme die Temperatur nach einem linearen Gesetz ab; die Temperatur T im Abstand λ von der Mittelfläche ist demgemäß

$$T = T_0 + \frac{T_a + T_i}{2} + \frac{T_a - T_i}{2}\cdot\frac{\lambda}{h/2}$$
$$= T_0 + T_m + \frac{T_a - T_i}{2}\cdot\frac{\lambda}{h/2} \quad \ldots \quad 7)$$

wo T_0 die anfängliche Temperatur und T_m, T_a, T_i die Temperaturzunahme der Mittel-, Außen- und Innenfläche über T_0 hinaus bedeutet.

Wir können uns auch vorstellen, die Platte werde

a) als Ganzes um T_m über T_0 hinaus erwärmt,

b) hierauf die Oberfläche um

$$\frac{T_a - T_i}{2} = \varDelta T$$

über die Temperatur $T_m + T_0$ der Mittelfläche erwärmt und die Unterfläche um $\varDelta T$ unter diese Temperatur abgekühlt, wobei die Temperatur T' dem Abstand $\pm\lambda$ von der Mittelfläche proportional sei, also:

$$T' = \pm\frac{\lambda}{h/2}\cdot\varDelta T = \pm 2\,\frac{\lambda}{h}\cdot\varDelta T \quad . \quad . \quad 7a)$$

Zufolge a wird die Mittelfläche *gedehnt*, zufolge b *gebogen.*

a) *Radiale Dehnung der Platte infolge gleichmäßiger Erwärmung um $T_m\,^0$ C.*

Vermutlich treten bei nicht gehinderter Ausdehnung keine Spannungen auf, jedenfalls bei geringer Plattendicke keine Achsialspannungen (in Richtung der Dicke). Würden je Spannungen auftreten, so wären sie wohl von der Art der Spannungen in einem dickwandigen Hohlzylinder unter innerem und äußerem Druck oder in einer rotierenden Scheibe.

Wir wählen das Koordinatensystem wie in Fig. 2 und begrenzen durch zwei konachsiale Zylinder mit Radien x und $x + dx$ ein zylindrisches Plattenelement.

Fig. 2.

Infolge der Erwärmung um T_m über T_0 hinaus wird der Umfang

$$2\pi x \text{ zu } 2\pi x + 2\pi x\,\alpha_w \,.\, T_m,$$

der Radius wächst um $x \,.\, \alpha_w \,.\, T_m$.

Die Umfangsdehnung ε_{yT} infolge dieser Erwärmung ist

$$\varepsilon_{yT} = \frac{2\pi x + 2\pi x\,\alpha_w\,T_m - 2\pi x}{2\pi x} = \alpha_w\,T_m.$$

Die radiale Abmessung dx wird zu $dx \,.\, \alpha_w\,T_m$, die radiale Dehnung durch die Erwärmung ist

$$\varepsilon_{xT} = \frac{dx \,.\, \alpha_w \,.\, T_m}{dx} = \alpha_w \,.\, T_m.$$

Ebenso findet man für die achsiale Dehnung

$$\varepsilon_{zT} = \alpha_w \,.\, T_m.$$

Gleiches gilt für jedes Plattenelement. Würden diese bei eintretender Erwärmung etwa nicht zwanglos ihren Zusammenhang beibehalten, so würden sie durch Spannungen dazu gezwungen, von denen man (wie bei dickwandigen Preßzylindern oder rotierenden Scheiben) annehmen kann, daß sie sich in Richtung der Dicke (z-Achse) nicht ändern;[2]) fernerhin sei angenommen, daß

[2]) Diese Annahme trifft nicht ganz scharf zu; doch ist es bis jetzt nicht gelungen, eine vollständig befriedigende Lösung zu finden; s. Love, Elastizität, deutsche Ausgabe, S. 174. Für den vorliegenden Zweck genügt die einfache Annahme.

$\sigma_z = 0$ sei. Dann ist nach Gleichung 4

$$\left.\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{m}{m^2-1}\cdot\frac{1}{\alpha}\left[m\,\varepsilon_x + \varepsilon_y\right]\\ \sigma_y &= \frac{m}{m^2-1}\cdot\frac{1}{\alpha}\left[\varepsilon_x + m\,\varepsilon_y\right]\end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \quad 4)$$

An jedem Plattenelement (Fig. 3) sind dann nur Normalspannungen σ_x und σ_y tätig, deren Gleichgewichtsbedingung bekanntlich lautet

$$\sigma_y - \sigma_x = x\,\frac{d\,\sigma_x}{d\,x} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 8)$$

(Ausführliche Herleitung in den Lehrbüchern über Elastizität).

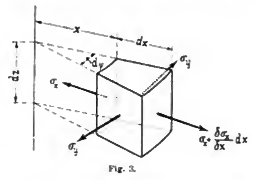


Fig. 3.

Die Größen ε_x und ε_y in Gleichung 4 bedeuten die von den Spannungen σ_x und σ_y herrührenden Dehnungen; diese und die Wärmeausdehnung ε_{xT}, ε_{yT} und ε_{zT} vereinigen sich, wie in der Fußnote 1 angegeben, zu einer resultierenden Dehnung ε'_x und ε'_y, so daß ist

$$\left\{\begin{aligned}\varepsilon'_x &= \varepsilon_{xT} + \varepsilon_x\\ \varepsilon'_y &= \varepsilon_{yT} + \varepsilon_y\end{aligned}\right.$$

Rückt ein Punkt (x, z) bei der Verzerrung nach $(x + u, z + w)$, so ist die Umfangsdehnung

$$\varepsilon'_y = \frac{2\pi(x+u) - 2\pi x}{2\pi x} = \frac{u}{x} \quad . \; . \quad 9)$$

Bezüglich der radialen Dehnungen bedenke man, daß wenn x um u zunimmt, dx um du wächst; die verhältnismäßige Zunahme von dx, d. h. die radiale Dehnung ε'_x ist also

$$\varepsilon'_x = \frac{d\,u}{d\,x} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 10)$$

Mit diesen Werten und den Werten von ε_T gibt Gleichung 4

$$\left.\begin{aligned}&\left\{\sigma_x = \frac{m}{m^2-1}\cdot\frac{1}{\alpha}\left[m\frac{du}{dx} + \frac{u}{x} - (m+1)\,\alpha_w\,T_m\right]\right.\\ &\left\{\sigma_y = \frac{m}{m^2-1}\cdot\frac{1}{\alpha}\left[\frac{du}{dx} + m\frac{u}{x} - (m+1)\,\alpha_w\,T_m\right]\right.\end{aligned}\right\} \quad 11)$$

Einsetzen in Gleichung 8 gibt:

$$\frac{d^2u}{dx^2} + \frac{d\left(\frac{u}{x}\right)}{dx} = 0 \quad . \; . \; . \; . \quad 12)$$

als Differentialgleichung für die Verzerrung. Diese Gleichung ist von der Aufgabe des dickwandigen Preßzylinders her wohl bekannt. Die Integration ergibt

$$u = \frac{c_1}{2}\,x + \frac{c_2}{x} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 13)$$

Setzt man die hieraus folgenden Werte

$$\frac{u}{x} = \frac{c_1}{2} + \frac{c_2}{x^2}$$

$$\frac{du}{dx} = \frac{c_1}{2} - \frac{c_2}{x^2}$$

in Gleichung 11 ein, so erhält man

$$\left.\begin{aligned}&\left\{\sigma_x = \frac{m}{m^2-1}\cdot\frac{1}{\alpha}\left[\frac{c_1}{2}(m+1) - \frac{c_2}{x^2}(m-1) - (m+1)\alpha_w\,T_m\right]\right.\\ &\left\{\sigma_y = \frac{m}{m^2-1}\cdot\frac{1}{\alpha}\left[\frac{c_1}{2}(m+1) + \frac{c_2}{x^2}(m-1) - (m+1)\alpha_w\,T_m\right]\right.\end{aligned}\right\} \; 11a$$

Die Integrationskonstanten c_1 und c_2 findet man aus den Grenzbedingungen: Fürs erste ist in $x = 0$ die Spannung rings um die z-Achse gleich groß, also $\sigma_x = \sigma_y$. Ferner nehmen wir an, am äußeren Umfang greife eine Druckspannung $-p$ an, welche die Wärmeausdehnung teilweise oder ganz hindert (sie könnte auch *noch* größer sein); es sei also $\sigma_x = -p$ für $x = R_a$; dann wird nach Gleichung 11a:

$$c_2 = 0$$

$$\frac{c_1}{2} = -\frac{m-1}{m}\,\alpha\,p + \alpha_w\,T_m.$$

Hiermit wird die Spannung

$$\sigma_x = \sigma_y = -p \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 14)$$

Die radiale und tangentiale Normalspannung ist also überall in der Platte gleich groß und von der Erwärmung unabhängig.

Wie zu erwarten, ruft die gleichmäßige Erwärmung der Platte bei ungehinderter Wärmeausdehnung ($p = 0$) keine Spannungen in der Platte hervor.

Die radiale Ausdehnung ist im Abstand x von der Achse nach Gleichung 13:

$$u = \left[-\frac{m-1}{m}\,\alpha p + \alpha_w\,T_m\right].\,x \quad . \; . \quad 15)$$

und am Umfang ($x = R_a$)

$$u_a = -\frac{m-1}{m}\,\alpha p\,R_a + \alpha_w\,T_m\,R_a \quad . \; . \quad 15a)$$

Bei vollständig gehinderter Wärmeausdehnung ist $u_a = 0$, womit

$$p = \frac{m}{m-1}\cdot\frac{\alpha_w}{\alpha}\,T_m \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 14a)$$

und somit die Spannung in der Platte überall

$$\sigma_x = \sigma_y = -\frac{m}{m-1}\cdot\frac{\alpha_m}{\alpha}\,T_m,$$

d. i. Gleichung 5, also die Temperaturspannung bei vollständig gehinderter Flächenausdehnung, wie das ja dem Wesen der Sache entspricht.

b) *Biegung der Platte*

infolge {Erwärmung / Abkühlung} der Platten- {Oberfläche / Unterfläche} um ΔT

über die Temperatur der Mittelfläche hinaus und bei linearer Temperaturänderung in der Richtung der Dicke.

Wir grenzen wieder ein Plattenelement durch zwei konachsiale Zylinder von den Halbmessern x und $x + dx$ ab. Die über der Mittelfläche liegenden Schichten von der radialen Stärke dx wachsen in radialer und tangentialer Richtung, unterhalb ziehen sie sich zusammen. Betrachten wir ein Stück dieses Ringes zwischen zwei den Winkel $d\varphi$ einschließenden Achsialebenen. Da die Temperatur der Mittelfläche nicht geändert wird, so bleibt diese letztere auch an dem Element in der ursprünglichen Entfernung x; ober- bezw. unterhalb ändert sich die Entfernung, an der Ober- bezw. Unterfläche um $\pm\,x\,\alpha_w\,\Delta T$.

Die Elemente neigen sich daher gegen die z-Achse (Plattenachse) und zwar nach Fig. 4 um

$$\operatorname{tg} d\psi = \sim d\psi = \frac{x \cdot \alpha_w \cdot \Delta T}{\frac{h}{2}}.$$

Wird die Durchbiegung der Mittelfläche mit w_0 bezeichnet, so ist nach Fig. 4

$$-\frac{d w_0}{d z} = 2 x \frac{\alpha_w \Delta T}{h}.$$

Die Schiefstellung des Elements erfolgt, ohne daß Umfangsspannungen entstehen. Bei der angenommenen Tem-

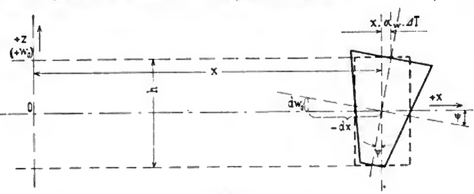


Fig. 4.

peraturverteilung Gleichung 7a bleiben auch die Plattennormalen gerade und diejenige in der Mitte des Elementes senkrecht zur geneigten Mittelfläche.

Man könnte sich wohl durch weitere Ueberlegung des geometrischen Verhaltens der andern Elemente klar machen, daß die Elemente nach der Verzerrung durch die Temperaturänderung eine Form annehmen, die gestattet, sie alle zwanglos ineinander zu fügen, woraus folgen würde, daß die bezeichnete Temperaturänderung eine Biegung der Platte ohne innere Spannung bewirkt. Dann könnte man die letzte Gleichung integrieren und erhielte sofort die Gestalt der durchgebogenen Platte.

Wir schlagen einen anderen Weg ein, der uns ebenfalls auf die obenstehende Gleichung für die Neigung der Platte führt. Die Normalen des oben betrachteten Elementes bleiben, wie wir sehen, auch nach der Temperaturänderung gerade und senkrecht zur Mittelfläche des Elementes.

Die Theorie ebener Platten wird auf Grund der Annahme entwickelt, daß die Normalen bei der Biegung der belasteten Platte sich ebenso verhalten. Für die Dehnungen und Spannungen ergibt sich daraus eine proportionale Aenderung mit dem Abstand λ von der Mittelfläche.

Wir dürfen dem Gesagten zufolge wohl annehmen, daß die Spannungs- und Dehnungsverteilung in der durch die genannte Temperaturänderung gebogenen Platte ebenso verläuft, wie in der durch äußere Kräfte gebogenen.

Man erhält der Theorie ebener Platten zufolge (anschaulicher Beweis von *Föppl*, Techn. Mech. III) für die radiale Dehnung der gebogenen Platte:

$$\varepsilon'_x = -\lambda \frac{d^2 w_0}{d x^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 16)$$

und für die Umfangsdehnung

$$\varepsilon'_y = -\lambda \frac{1}{x} \frac{d w_0}{d x}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 16)$$

wenn w_0 die Durchbiegung der elastischen Mittelfläche (in Richtung der z-Achse) bedeutet.

An einem Plattenelement greifen die Normalspannungen σ_x und σ_y und die Schubspannung τ wie in Fig. 5 gezeichnet an, wie in der Theorie ebener Platten ausführlich gezeigt wird (s. d. Lehrbücher über Elastizität). Die Gleichgewichtsbedingung der Spannungen an dem Element lautet:

$$\frac{1}{x}(\sigma_x - \sigma_y) - \frac{d \sigma_x}{d x} = \frac{d \tau}{d \lambda} \quad . \quad . \quad . \quad 17)$$

Da die in der Dickenrichtung tätigen Normalspannungen σ_z bei einer dünnen Platte jedenfalls klein sind im Vergleich zu den übrigen Spannungen pflegt man $\sigma_z = 0$ zu setzen, womit die Gleichungen 4 gelten

$$\left\{\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{m}{m^2 - 1} \cdot \frac{1}{\alpha}\left[m \varepsilon_x + \varepsilon_y\right] \\ \sigma_y &= \frac{m}{m^2 - 1} \cdot \frac{1}{\alpha}\left[\varepsilon_x + m \varepsilon_y\right] \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Bezüglich der durch die Temperaturänderung allein bewirkten Dehnungen ε_{xT}, ε_{yT}, ε_{zT} sind die gleichen Ueberlegungen anzustellen wie auf S. 706, und bezüglich der Zusammensetzung der Temperaturdehnungen ε_T und der durch Spannungen verursachten Dehnungen ε zu resultierenden Dehnungen ε' die gleichen Ueberlegungen wie auf S. 707 bezw. Fußnote 1 zu S. 705. Man erhält unter Beachtung von Gleichung 7a.

$$\varepsilon_{xT} = \varepsilon_{yT} = \varepsilon_{zT} = \alpha_w T' = 2 \alpha_w \frac{\lambda}{h} \cdot \Delta T$$

$$\left\{\begin{aligned} \varepsilon'_x &= \varepsilon_{xT} + \varepsilon_x \\ \varepsilon'_y &= \varepsilon_{yT} + \varepsilon_y \end{aligned}\right.$$

Mit diesen Werten gibt Gleichung 4

$$\left\{\begin{aligned} \sigma_x &= -\frac{m}{m^2 - 1} \frac{\lambda}{\alpha}\left[m \frac{d^2 w_0}{d x^2} + \frac{1}{x} \frac{d w_0}{d x} + 2(m+1) \alpha_w \cdot \frac{\Delta T}{h}\right] \\ \sigma_y &= -\frac{m}{m^2 - 1} \frac{\lambda}{\alpha}\left[\frac{d^2 w_0}{d x^2} + \frac{m}{x} \frac{d w_0}{d x} + 2(m+1) \alpha_w \cdot \frac{\Delta T}{h}\right] \end{aligned}\right\} \quad 18)$$

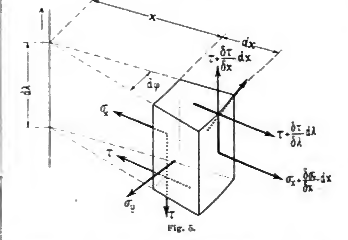


Fig. 5.

Einsetzen von Gleichung 18 in Gleichung 17 gibt

$$\frac{d \tau}{d \lambda} = \frac{m^2}{m^2 - 1} \cdot \frac{\lambda}{\alpha}\left[\frac{d^3 w_0}{d x^3} + \frac{1}{x} \frac{d^2 w_0}{d x^2} - \frac{1}{x^2} \frac{d w_0}{d x}\right].$$

Summiert man sämtliche Schubspannungen in einem Normalschnitt, der mit einem Zylinder vom Radius x durch die Platte geführt ist, von

$$\lambda = +\frac{h}{2} \text{ bis } \lambda = -\frac{h}{2},$$

so erhält man die in diesem Normalschnitt tätige Schubkraft zu

$$S = 2 \pi x \frac{m^2}{m^2 - 1}\left[\frac{d^3 w_0}{d x^3} + \frac{1}{x} \frac{d^2 w_0}{d x^2} - \frac{1}{x^2} \frac{d w_0}{d x}\right] \frac{h^3}{12} \quad 19)$$

Je nach der Art der Belastung und Unterstützung nimmt diese Schubkraft folgende Sonderwerte an;

1. volle oder zentrisch durchbrochene Scheibe mit konzentrierter Einzellast P (auf *Kreisumfang* $2\pi x$ gleichmäßig verteilt): $S = P$
2. volle Scheibe außen gestützt mit gleichmäßiger Oberflächenpressung p kg/qcm: $S = \pi x^2 p$
3. zentrisch durchbrochene Scheibe außen gestützt mit p gleichmäßig belastet: $S = \pi(x^2 - R^2_i)p$
4. zentrisch durchbrochene Scheibe innen gestützt mit p gleichmäßig belastet: $S = -\pi(R^2_a - x^2)p$

wobei $+P$ und $+p$ in Richtung von $+z$ wirken.

Die Integration der Gleichung für diese Sonderfälle ist in dem Aufsatz: Studien über die Beanspruchung und Formänderung kreisförmiger Platten in D. p. J. 1904, Heft 39—43 durchgeführt.

(Schluß folgt.)

Der Einphasen-Wechselstrommotor.

Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen.

Von Dipl.-Ing. **A. Linker.**

(Fortsetzung von S. 694 d. Bd.)

Eine andere Form des auf S. 693 angegebenen Motors hat *C. P. Steinmetz* (**185**) durch besondere Schaltungsanordnung[38]) der drei Phasen eines Dreiphasenmotors erhalten. In Fig. 41 sind zwei Phasen (*I* und *II*) direkt an das Netz gelegt, Phase *III* ist beim Anlauf offen, während parallel zu Phase *II* ein induktionsfreier Widerstand *R* geschaltet ist. Aehnlich ist die Schaltung (**186, 187**) in Fig. 42, worin die drei Phasen nach monocyklischem System an die Wechselstromleitung gelegt sind. Durch Vereinigung der in Fig. 38 angegebenen Schaltungsweise mit den oben beschriebenen entsteht schließlich eine Form des Kondensatormotors, wie sie in Fig. 43 angegeben ist.

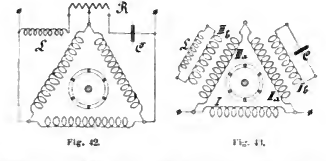


Fig. 42. Fig. 41.

Dabei ist es möglich, durch Veränderung der Induktanz L im Tertiärkreise *IIIb* und der Kapazität C in der Tertiärwicklung *IIb* eine gegenseitige Phasenverschiebung der Felder von 60° bezw. 120° zu erhalten, so daß hierdurch ein nahezu konstantes Drehfeld wie in einem Dreiphasenmotor gebildet wird. Bei einem praktisch brauchbaren Anlaufmoment hat diese Type den Vorzug einer weitgehenden Phasenkompensation und damit auch großen Ueberlastungsfähigkeit. Um ferner bei kleinem Anlaufstrom ein genügend großes Anlaufmoment zu erhalten, wird in den Rotorkreis ein Anlaßwiderstand eingeschaltet. Die Anordnung der tertiären Wicklung *IIb* hat noch den Vorteil, daß man dadurch unabhängig von der Netzspannung die Kondensatorspannung beliebig hoch wählen kann. Je höher man diese Spannung macht, um so kleiner kann die Kapazität des Kondensators werden; im allgemeinen geht man jedoch nicht über 500 Volt. Auch die gegen die Anwendung von Kondensatoren gehegten Bedenken, daß die höheren Harmonischen in der Spannungskurve starke Ströme höherer Periodenzahl hervorrufen, wird in diesem Falle hinfällig, da die in der Wicklung *IIb* induzierte Kondensatorspannung infolge des nahezu sinusförmigen Feldes keine schädlichen Oberschwingen besitzt.

Wegen ihrer komplizierten und teueren Bauart hat jedoch diese Konstruktion nicht die praktische Bedeutung wie die in Fig. 38 angegebene einfachere Form.

Unter den vielen Modifikationen der Wicklungen zur Erzeugung einer Kunstphase soll noch eine von *A Heyland* (**195**) angegebene[39]) erwähnt werden. Der Stator besitzt eine gleichmäßig verteilte, in halb offenen Nuten verlegte Hauptwicklung und eine um 90° dagegen verschobene, in geschlossenen Nuten liegende Spulenwicklung, welche nur aus wenigen Windungen besteht, um ein starkes Feld zu erzeugen.

Beim Anlauf sind beide Wicklungen parallel geschaltet und rufen, da sie verschiedene Selbstinduktion besitzen, ein rotierendes Feld hervor, das auf den dreiphasig gewickelten, über Schleifringe und Widerstände geschlossenen Rotoranker ein Drehmoment ausübt.

Mit Hilfe des Anlaßwiderstandes wird dann nach Erreichung einer bestimmten Geschwindigkeit die Hilfswicklung mit ausgeschaltet.

Die Anlaufsverhältnisse sind günstig, indem der Motor ohne großen Stromverbrauch die volle Belastung durchzuziehen imstande ist. Er ist deswegen vielfach für Hebezeuge und Aufzüge verwendet worden.

Während bisher zur Erreichung eines großen Anlaufsmoments Widerstände in den Stromkreis des Rotors eingeschaltet wurden, führt *W. G. Rhodes* (**196**) dem Läufer durch Schleifringe vom Netz aus entweder direkt einen Erregerstrom zu oder entnimmt ihn einem im Hauptstromkreise liegenden Autotransformator. Nach seiner Ansicht soll dadurch außerdem die Phasenverschiebung im Hauptstromkreise kompensiert werden können. Das ist jedoch nicht der Fall, da eine Kompensation nur dann auftreten kann, wenn dem Rotor Erregerströme von einer der Schlüpfung entsprechenden Periodenzahl zugeführt werden, wie es nur durch Verwendung eines Kommutators möglich ist (s. später Fig. 98).

Die Aufgabe, Wechselstrommotoren mit Kurzschlußanker von selbst zum Anlauf zu bringen, ist von der *A.-G. Helios* (**201, 202**) dadurch gelöst, daß sie den Anker in achsialer Richtung verschiebbar[40]) macht.

Beim Einschalten des Stromes wird infolge der nie zu vermeidenden Unsymmetrie in der Lage der Kurzschlußringe zum Feld eine elektrodynamische Kraftwirkung auf

[38]) Trans. Am. Inst. 23. Februar 1898. Bd. 15, S. 35 ff.

[39]) E. T. Z., 7. Mai 1903, S. 346.

[40]) E. T. Z., 4. September 1902, S. 795.

den Anker ausgeübt, welche ihn unter Ueberwindung des magnetischen Zuges aus dem Felde herausstößt. Wird in dieser Lage durch eine mechanische Vorrichtung, wie es z. B. von *E. Cantono* (**192, 193**) angegeben ist, oder besser durch Benutzung einer Hilfsphase dem Anker eine geringe Drehung erteilt, so erreicht er schnell nahezu die synchrone Umdrehungszahl. Damit fällt die elektrodynamische Abstoßung infolge der geänderten Stromverteilung in den Kurzschlußringen fort und die magnetische Kraft zieht den Anker wieder in das Feld hinein. Gleichzeitig kuppelt sich der Motor selbsttätig mit der Belastung und schaltet dabei die Hilfsphase aus.

Auf andere Art bringt *R. D. de Lignières* (**204, 205, 208**) einen Motor zum Anlauf, indem er den Stator durch einen Hilfsmotor in Umdrehung versetzt und sobald die Relativgeschwindigkeit zwischen Stator und Rotor nahezu den Synchronismus erreicht hat, den Stator allmählich durch eine mechanische Bremsvorrichtung zum Stillstand bringt. Dadurch wird erreicht, daß der Motor aus der Ruhelage die volle Belastung durchzieht. Durch Aenderung der Umdrehungszahl des Stators in positivem oder negativem Sinne kann die Geschwindigkeit reguliert bezw. eine bremsende Wirkung hervorgerufen werden. Durch Abänderung der Konstruktion (**207**) ist dann der Hilfsmotor unnötig geworden, indem die Regulierung der Umdrehungszahl durch eine elektromagnetische Bremse erfolgt.

Ein Versuch, die induzierende Wirkung des Rotorquerfeldes eines Hifsmotors zum Anlassen eines Hauptmotors zu benutzen, ist von *M. Corsepius* (**214**) bei seinem kommutatorlosen Induktionsmotor[41]) gemacht worden. Der Motor besitzt einen Stator, in welchem ein Hauptrotor und ein Hilfsrotor, letzterer nach Art einer Leerscheibe auf der Welle des ersteren drehbar untergebracht sind. Von den verschiedenen Schaltungen wird hauptsächlich die in Fig. 44 angegebene benutzt. Zum Anlauf des Motors wird die um eine halbe Polteilung gegen die

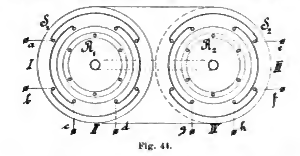


Fig. 44.

Wicklung *III* verschobene Hilfsphase *IV* des Stators S_2 durch einen Widerstand *R* (Fig. 45a) geschlossen und nach Hintereinanderschaltung der beiden Wicklungen der Strom den Klemmen *e h* zugeführt. Durch die hierbei entstehende Kunstphase läuft der Rotor R_2 (Fig. 44) leer an und induziert in den Spulen *III* und *IV* *E M K' e*, deren Phasenverschiebung fast 90° ist. Nun schaltet man nach Fig. 45b die Statorwicklungen S_1 und S_2 parallel zu einander und führt den Punkten *a e* und *d h* den Strom zu. Infolge der in S_2 induzierten *E M K' e* werden die Ströme in S_1 und S_2 eine große Phasenverschiebung haben und der Rotor R_1 kann jetzt mit großer Zugkraft wie ein Zweiphasenmotor anlaufen. Schließlich wird der Rotor R_2 mit R_1 gekuppelt und dadurch die Leistung des Motors vergrößert.

Fig. 45.

Abgesehen von der umständlichen Anlaßmethode ist der von der Firma *E. H. Geist A.-G.*, Köln, noch jetzt gebaute Motor im Verhältnis zur Leistung etwas groß und deswegen teuerer, wenn auch die Betriebsverhältnisse[42]) ziemlich günstige sind.

Zur Regulierung der Umdrehungszahl verändert *A. Zehden* (**219**) den Polabstand, indem er alle Pole durch Zahnstangen mit einem gemeinsamen Zahnrade verbindet, so daß bei der Drehung des letzteren eine radiale Verschiebung der Pole erfolgt. Diese Anordnung besitzt jedoch keine nennenswerten Vorzüge.

III. Abschnitt.

Kommutatormotoren ohne Kompensation.

Führt man einem Gleichstrom-Hauptschlußmotor, dessen Feld zur Vermeidung starker Wirbelströme und damit verbundener Verluste und Erwärmung aus Eisenblechen zusammengesetzt ist, Wechselstrom zu, so wird er in Rotation geraten. Da nämlich das Drehmoment eines Gleichstrommotors proportional dem Produkt aus magnetischem Kraftfluß und Ankerstromstärke ist, so ändert sich seine Richtung nicht, wenn durch Vertauschen der Polarität das Feld und der Ankerstrom ihre Richtung gleichzeitig wechseln. Wegen der erhöhten Verluste im Eisen und der größeren Verluste, welche in den durch die Bürsten kurzgeschlossenen Spulen auftreten, ist der Wirkungsgrad gegenüber den Gleichstrommotoren gleicher Leistung erheblich kleiner und das Gewicht größer. Besondere Schwierigkeiten macht die Erreichung eines funkenfreien Arbeitens des Kommutators bei verschiedenen Umdrehungszahlen und Belastungen, da in den kurzgeschlossenen Spulen nicht nur eine infolge ihres Eigenfeldes induzierte E M K, die sogenannte Reaktanzspannung, sondern dazu noch eine vom Wechselfeld durch Transformatorwirkung hervorgerufene E M K auftritt. Beim Anlaufen zeigen deswegen die älteren und einfacheren Konstruktionen ein starkes Feuern der Bürsten, zu dessen Verminderung der Kommutator mit vielen Lamellen versehen wird, so daß jede Spule eine möglichst kleine Windungszahl erhält. Außerdem werden schmale Bürsten kleine Periodenzahlen und ein schwaches Feld bezw. niedrige Induktionen verwendet.

Ebenso wie bei Gleichstrom gibt es zwei Klassen von Kommutatoren entsprechend der Schaltung des Magnetfeldes zum Anker, nämlich Hauptschluß- und Nebenschlußmotoren. Dazu kommt noch die durch elektroinduktive Abstoßung wirkende Type der Repulsionsmotoren, bei welchen das Armaturfeld von einem durch Transformation und Rotation induzierten Strom erzeugt wird.

Diese Arten außer dem Nebenschlußmotor besitzen ein großes Anzugsmoment und ihre Umdrehungszahl nimmt je nach der Konstruktion mit zunehmender Belastung mehr oder weniger stark ab. Das Drehmoment ändert sich mit der Bürstenstellung, am wenigsten jedoch bei Nebenschlußmotoren. Der Leitungsfaktor ist besonders bei den neueren Typen für größere Motoren unter normaler Belastung größer als 0,9, dagegen ist er beim Anlauf klein. Bezüglich der Funkenbildung bei Belastung zeigt sich der Repulsionsmotor in der Nähe des Synchronismus den anderen beiden Arten überlegen, da hierbei ein fast konstantes Drehfeld auftritt und die durch Rotation und Transformation in den kurzgeschlossenen Spulen hervorgerufenen E M Ke sich nahezu aufheben. Eine Aenderung der Umdrehungszahl läßt sich durch Regulierung der Klemmenspannung oder der im Anker induzierten E M K erzielen. Auch die Umkehr der Drehrichtung, die Bremsung und das Zurückarbeiten ins Netz können auf einfache Weise vorgenommen werden.

[41]) E. T. Z., 10. Dezember 1903, S. 1012.

[42]) El. Bahnen u. Betriebe, 24. November 1905, S. 633.

Wir wollen nun die einzelnen Konstruktionen nebst ihrer Wirkungsweise näher betrachten.

a) *Hauptschlußmotoren.*

Eine reine Hintereinanderschaltung von Anker und Feld ist zuerst von *L. T. Smith* (**55**) benutzt. Dabei befindet sich ein mit Ring- oder Trommelwicklung versehener Anker in einer Spule, deren Wicklungsfläche in einer durch die Armaturachse gelegten Ebene liegt. Das Eigentümliche an diesem Motor besteht darin, daß er keine magnetisch leitenden Materialien im Anker und Feld besitzt, um, wie es in dem Patentanspruch besonders hervorgehoben ist, eine starke Erwärmung hervorgerufen durch Wirbelströme in den sonst vorhandenen Eisenteilen zu vermeiden. Die Leistung dieses Motors wird daher nur eine geringe gewesen sein.

Auch eine von *R. Hunter* (**59**) angegebene Konstruktion, bei welcher der durch Schleifringe und Bürsten mit dem Anker in leitender Verbindung stehende zweiteilige Kommutator bei $2p$ Polen des Motors mit der p-fachen Umdrehungszahl des Ankers durch Zahnräder angetrieben wird, ist praktisch nicht zur Geltung gekommen.

Ebensowenig Bedeutung gewann eine Anordnung von *F. Brain & Arnot* (**86**).

Da der gewöhnliche Hauptschlußmotor infolge des Magnetisierungsstromes einen kleinen Leistungsfaktor besaß, schalteten *W. Stanley jr. & J. F. Kelly* (**100, 105, 107**) nach Fig. 46 einen Kondensator *C*, der aus einigen Polarisationszellen bestand, in den Stromkreis. Diese Anordnung ist jedoch bei den Schwierigkeiten der Herstellung eines praktisch brauchbaren Kondensators ebensowenig von Bedeutung wie eine andere (**111**), bei welcher der Kondensator im Nebenschluß zum ganzen Motor liegt, oder wobei zur Kompensierung des Ankerfeldes eine kurzgeschlossene Spule (**104**) verwendet wurde[43]), wie es 1892 auch von *Eickemeyer*[44]) angegeben ist.

Fig. 46.

Um die Funkenbildung am Kommutator zu beseitigen, sind von der Firma *Ganz & Co.*, Budapest, nach Patenten von *M. Déri* (**123, 124, 130**) und *O. T. Bláthy* (**125, 126**) als Verbindungen zwischen Wicklung und Kommutator induktiv gewickelte Widerstände *I* und *II* eingelegt, von denen der Einfachheit wegen in Fig. 47 nur zwei dargestellt sind. Betrachten wir z. B. die in den Kurzschluß tretende Spule *S*, so sind deren Enden *A* und *B* durch die Verbindungen *b II* zu der Lamelle *1* und über *a I* zu *2* geführt. Die Schleifen *I* und *II* können, wie in der Figur angegeben, entweder auf einen besonderen, außerhalb des magnetischen Kraftflusses gelegenen Ring *e* oder direkt auf das Armatureisen *A* gewickelt werden. Wird die Spule *S* von der Bürste kurzgeschlossen, so entsteht durch Transformatorwirkung eine EMK in ihr, welche einen Strom hervorruft. Da nun dieser in dem Ring *e* einen pollosen, magnetischen Kraftfluß hervorruft, so tritt eine starke Induktionswirkung auf, wodurch der Kurzschlußstrom innerhalb zulässiger Grenzen gehalten wird. Dagegen könnten in den Wicklungen *I* und *II*, wenn sie sich in dem Wirkungskreis der Pole befinden sollten, keine Ströme weder durch Rotation noch Transformation induziert werden, da die entstehenden EMKe sich gegenseitig aufheben.

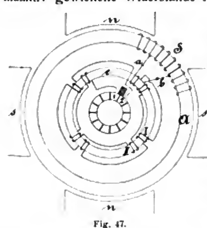


Fig. 47.

Dieselbe Anordnung läßt sich auch bei Trommelankern verwenden und ist in Fig. 48 für einen vierpoligen Motor angedeutet. Dabei sind jedoch die Verbindungen *I* und *II* direkt auf den Eisenkern *A* der Armatur gewickelt. Natürlich kann man solche induktiven Widerstände auch für Nebenschluß- und Repulsionsmotoren verwenden. Spätere Konstruktionen aus dem Jahre 1893 besitzen noch in den Polschuhen kräftige Kupferstäbe zur Abdämpfung der Querfelder.

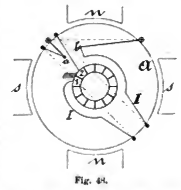
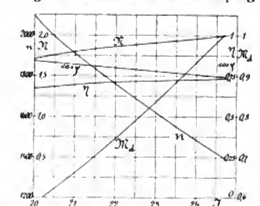


Fig. 48.

Infolge der günstigen Wirkung dieser mit der Zeit etwas abgeänderten, für den Hauptstrom induktionsfreien Widerstände auf die Kommutation sind von der Firma *Ganz & Co.* in den Jahren 1891/1893 viele Motoren geliefert werden und haben zur Zufriedenheit gearbeitet. Fig. 49 zeigt die Betriebskurven eines vierpoligen Haupt-



J = Stromstärke (Amp.), N = abgegebene Leistung (PS), M_d = Drehmoment (mkg), n = Umdrehungszahl i. d. Minute, η = Wirkungsgrad (v. H.), cos φ = Leistungsfaktor (v. H.).
Fig. 49.

schlußmotors für eine Leistung von 2 PS bei 110 Volt Spannung und 25 Perioden, bei welchem der Leistungsfaktor und Wirkungsgrad ziemlich hoch sind. Ein Nachteil dieser Anordnung besteht jedoch darin, daß für jede Bürste immer zwei Schleifen in dem Hauptstromkreis liegen und, wenn sie auch sonst keine Induktionswirkung hervorrufen, dadurch den Wirkungsgrad verringern.

Dieselbe Konstruktion[45]) wurde auch von der *Helios A.-G.*, Köln-Ehrenfeld (**129**) gebaut.

Zur Vermeidung der Funkenbildung am Kommutator benutzten *M. Hutin & M. Le Blanc* (**131**) zwei einfach geschlossene Wicklungen mit abwechselnd angeordneten Lamellen. Die Bürstenbreite ist so gewählt, daß keine Spule der einzelnen Wicklung kurz geschlossen wird. Da jedoch beim Abschalten der einzelnen Wicklungen aus dem Stromkreise noch Funken auftraten, wurden in der neutralen Zone vom Hauptstrome durchflossene Hilfspole

[43]) E. T. Z. 1892, S. 181. El. World 1904, Bd. 43, S. 479.

[44]) Tr. Am. Inst., 29. Januar 1904, Bd. 21, S. 69.
El. World, 6. Februar 1904, Bd. 43, S. 268.
E. T. Z., 5. Mai 1904, S. 366.
Str. Ry. J., 27. August 1904, Bd. 24, S. 280.
Electrician, 9. September 1904, Bd. 53, S. 826.

[45]) E. T. Z., 6. September 1894, S. 502.

und zwischen den Hauptpolen einzelne Spulen aus dicken Stäben angeordnet, welche auf das Entstehen der Kurzschlußströme dämpfend zurückwirken und damit das Feuern vermindern sollten. Diese Konstruktion ist jedoch im Verhältnis zum Preise nicht wirksam genug.

Das Bestreben, günstige Kommutationsverhältnisse zu erzielen, hat *A. Kingdon* (**132**) zu der in Fig. 50 dargestellten Anordnung veranlaßt. Der Wechselstrom durchfließt dabei in zwei parallelen Zweigen die bifilaren Feldwicklungen *F*, dann über die Doppelbürsten *b* den Kommutator *K*, den Anker *A* und die anderen Feldspulen *F*. Infolge der bifilaren Anordnungen bilden die Feldwicklungen einen induktionsfreien Widerstand im Kurzschlußkreis und sollten dadurch eine günstige Wirkung auf die Kommutation ausüben. Wegen der breiten Isolationsstreifen tritt jedoch eine Unterbrechung des Erregerstromes auf, so daß der Kommutator trotzdem feuerte. Bei einer anderen Anordnung, wo die Bürsten über die Feldwicklungen mit den Sekundärwicklungen eines vom Hauptstrom gespeisten Transformators verbunden sind, tritt ebenfalls Funkenbildung unter den Bürsten ein, da die Erregerwicklung abwechselnd geschlossen und geöffnet wird.

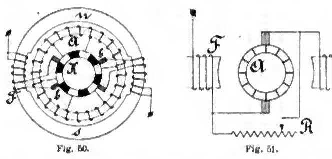


Fig. 50. Fig. 51.

Soll die Umdrehungszahl eines Hauptschlußmotors beliebig eingestellt und die Drehrichtung verändert werden können, so hätte man nach einer Anordnung (Fig. 51) von *O. H. Pieper* & *A. F. Pieper* (**198**, **199**) im Nebenschluß zum Anker einen induktionsfreien oder zur Verminderung des Energieverlustes einen induktiven (**210**) Widerstand anzuschließen, welcher auch auf dem Eisen des Feldmagnets aufgewickelt sein kann. Wird der Widerstand kurz geschlossen, so bleibt der Motor stehen. Die Spannung am Kommutator ist also von der Größe des parallel geschalteten Widerstandes abhängig. Bei Kurzschluß des Ankers wirkt die Feldwicklung *F* nur als Drosselspule. Sie muß daher eine große Selbstinduktion und damit eine große Windungszahl besitzen, damit die Stromwärme bei Stillstand nicht zu groß wird. Dadurch wird aber eine Verschlechterung des Leistungsfaktors hervorgerufen, weswegen diese Anordnung nur für kleine Motoren anwendbar ist.

Nach vielen Versuchen, einen geeigneten Bahnmotor zu finden, ist es im Jahre 1902 *B. G. Lamme* (**216**, **222**, **275**) gelungen, durch Beseitigung der Fehler und sachgemäße Ausführung der Konstruktion einen Motor zu erhalten, der auch einem Bahnbetrieb unter schwierigen Bedingungen gewachsen ist. Als reiner Hauptschlußmotor[46]) gebaut, besitzt er ein nach Fig. 52 ausgebildetes Feldsystem mit den aus Kupferband hergestellten Spulen *s* und eine mit einer Gleichstromschleifenwicklung und Kommutator versehene Armatur. Um die schädlichen Kurzschlußströme auf ein geringes Maß herunterzudrücken, sind außer einer großen Lamellenzahl und geringer Windungszahl f. d. Spule die Verbindungen von der Wicklung zum Kommutator aus Nickelinstreifen von hohem Widerstand hergestellt und in den Nuten des Ankers untergebracht. Zur Beseitigung des Querfeldes besitzen die Polschuhe Nuten *N* mit einer Kompensationswicklung, welche vom Hauptstrome durchflossen wird.

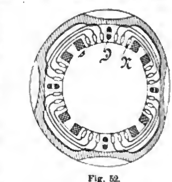
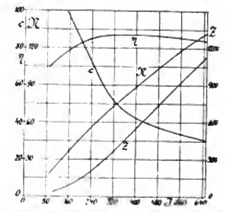


Fig. 52.

Diese Wirkung kann außerdem noch durch eine starke Dämpferwindung *D* vergrößert werden. Als Hauptpatentanspruch ist angegeben, daß das Verhältnis der Feldselbstinduktion zur Gegen-E M K des Ankers klein und gleich dem Verhältnis der Linienwechselzahl zur Ankerwechselzahl gehalten werden soll. Als Verhältnis der Amperewindungen des Feldes zu denen des Ankers ist 20 : 27 gewählt und der Polzahl zur Periodenzahl 1 : 4,16 festgelegt.

Dieser A. C. Railway-Motor[47]) No. 91 wurde von der *Westinghouse Electric* & *Mfg. Co.*, Pittsburg, Pa. für die projektierte Washington-, Baltimore- and Annapolis-Bahn gebaut, so daß es von Interesse sein dürfte, sein Verhalten kennen zu lernen. Fig. 53 zeigt die Betriebskurven eines achtpoligen Motors für 110 PS Leistung, 200 Volt Spannung, 25 Perioden, 700 Umdreh./Min. Darin bedeuten: *c* in km/Std. die Geschwindigkeit, *N* die abgegebene Leistung in PS. Der Wirkungsgrad η ist einschließlich des Zahnradvorgeleges mit einem Uebersetzungsverhältnis von 10 : 31, die Zugkraft *Z* für einen Raddurchmesser von 33 Zoll (84 cm) in kg bestimmt. In ähnlicher Weise ist auch der *A. C. Railway*-Motor No. 100 von 150 PS Leistung gebaut.[48])



J = Stromstärke (Amp.), N = abgegebene Leistung (PS), Z = Zugkraft am Radumfang (kg), c = Geschwindigkeit (km/Std.), η = Wirkungsgrad (v. H.).

Fig. 53.

[46]) Tr. Am. Inst., 26. September 1902, Bd. 19, (Vortrag vor d. American Institute of Electrical Engineers.)
El. World, 4. Oktober 1902, Bd. 40, S. 537.
13. Februar 1904, Bd. 43, S. 312.
20. Februar 1904, Bd. 43, S. 360.
E. T. Z., 6. November 1902, S. 983.
24. März 1904, S. 236.
Schw. E. T. Z., 9. April 1904, S. 122, 135, 140.
Str. Ry. J., 13. Februar 1904, S. 261.

[47]) *Westinghouse El. & Mfg. Co.* Circular No. 1078, März 1904.

[48]) *Westinghouse El. & Mfg. Co.* Circular No. 1109, April 1905.

(Fortsetzung folgt.)

Das neue Verfahren der Naturfarbenphotographie von A. und L. Lumière.

Von Dr. H. **Frederking**, Gr.-Lichterfelde.

Es sind jetzt ungefähr drei Jahre verflossen, seitdem die Herren *A. & L. Lumière* in Lyon die photographische Welt mit der Mitteilung überraschten, daß es ihnen gelungen sei, ein Verfahren zur photographischen Aufnahme und Wiedergabe der Naturfarben auszuarbeiten, das alles bisher auf diesem Gebiete Erreichte weit hinter sich lassen sollte. Das Streben nach Farbe und die Farbenfreudigkeit, die sich in unserer Zeit auf fast allen Gebieten der Kunst und des Kunstgewerbes geltend machen, hatte wohl nicht zum wenigsten mit dazu geführt, mit rastlosem Eifer an der Ausgestaltung des Problems der photographischen Wiedergabe der Naturfarben zu arbeiten. Zahlreiche Verbesserungen und Fortschritte hatten die Ergebnisse dieser Arbeiten in den letzten zehn Jahren gebildet und ihnen ist es zu danken, daß vieles, was auf farbenphotographischem Gebiete vorher nicht über das Stadium interessanter Laboratoriumsversuche herausgekommen war, heute bereits die Feuerprobe praktischer Brauchbarkeit bestanden hat.

Als die erste Mitteilung über das *Lumière*sche Farbenverfahren erfolgt war, in der die Erfinder zugleich offen und klar die Prinzipien desselben darlegten, da hat wohl niemand der genialen Idee seine Bewunderung versagen können. Allein gar bald wurden Zweifel laut, ob das Verfahren jemals zu allgemeiner praktischer Verwendbarkeit gelangen würde, da man sich nicht verhehlen konnte, daß der technischen Ausführung gewaltige Schwierigkeiten entgegenstanden, die vielen auf den ersten Blick unüberwindlich erscheinen mußten. Und dennoch sind diese Schwierigkeiten nach dreijähriger mühevoller Arbeit überwunden worden. Seit dem Sommer dieses Jahres werden die „Autochromplatten" der *Gebrüder Lumière* fabrikmäßig hergestellt und in den Handel gebracht. Diese Tatsache stellt der Energie und dem Geschick der Herren *Lumière*, denen übrigens die photographische Wissenschaft schon eine große Reihe hochwichtiger Forschungsergebnisse verdankt, gewiß das glänzendste Zeugnis aus, und es ist schwer zu entscheiden, ob die geniale Idee der Erfindung oder die Ausführung derselben größere Bewunderung verdient.

Von den bisher bekannten farbenphotographischen Verfahren sind es nur die indirekten Methoden der sogen. Dreifarbenphotographie, die sich zu hoher praktischer Bedeutung entwickelt haben. Hat sich doch unsere moderne Drucktechnik, insbesondere für Illustrations- und Reproduktionszwecke, längst die Dreifarbenphotographie mit schönem Erfolge dienstbar gemacht. Die Grundlage dieses Verfahrens bildet die schon von *Newton* erkannte Tatsache, daß sich alle Farben der Natur in die drei Grundfarben Blau, Grün (oder Gelb) und Rot zerlegen und mithin aus diesen wieder aufbauen lassen. Diese Zerlegung gelingt nun leicht auf photographischem Wege, indem man von einem farbigen Gegenstand unter Vorschaltung passend gefärbter Scheiben, sogen. Farbenfilter, unmittelbar nacheinander drei Aufnahmen fertigt. Diese liefern hinsichtlich der Naturfarben drei Teilbilder des betreffenden Gegenstandes, und zwar gibt das erste Teilbild nur die gelben Anteile, das zweite nur die roten und das dritte nur die blauen Anteile der Naturfarben wieder. Werden diese drei einfarbigen Teilbilder nun mit Hilfe eines geeigneten photographischen Kopierverfahrens oder durch Pressendruck genau passend miteinander vereinigt, so gibt diese Vereinigung ein naturgetreues farbiges Abbild des photographierten Gegenstandes wieder. Man hat diesen Weg die subtraktive Methode der Dreifarbenphotographie genannt, und zwar aus folgendem Grunde. Blicken wir durch eine gelbgefärbte durchsichtige Scheibe oder legen wir sie auf eine weiße Unterlage, so erscheint sie uns gelb, weil von den das weiße Licht zusammensetzenden farbigen Lichtstrahlen die blauen und violetten vollständig absorbiert werden und nur die gelben, roten und grünen Strahlen ungehindert hindurchgehen. Legt man nun auf die gelbe Scheibe eine rote, so absorbiert diese die grünen Strahlen vollständig und läßt nur noch rot und gelb durch. Fügt man dann schließlich zu den beiden ersten Scheiben noch eine blaue als dritte hinzu, so absorbiert diese auch die noch übriggebliebenen roten und gelben Strahlen, die drei übereinandergelegten Scheiben lassen garkein Licht mehr hindurchgehen und erscheinen uns daher schwarz. Es findet also bei diesem Vorgang eine Verminderung oder „Subtraktion" des durchfallenden weißen Lichtes statt, von der die Methode ihren Namen erhalten hat. Die Farbenmischung durch Subtraktion tritt immer da ein, wo man durch Uebereinanderlagern dreier durch Körperfarben oder Pigmente gebildeter Schichten zu einer Synthese der Naturfarben gelangt. Es gibt aber noch einen zweiten Weg der Farbenmischung, nämlich durch optische Synthese, wobei nicht Körperfarben, sondern farbige Lichtstrahlen durch Projektion oder Spiegelung miteinander gemischt werden. Nach dieser Methode, die man die additive genannt hat, wurden beispielsweise seinerzeit die schönen Dreifarbenaufnahmen von Prof. *Miethe* in der Urania zu Berlin einem großen Publikum vorgeführt. Die Gesetze der Farbenmischung auf optischem Wege sind nun ganz andere als die der Mischung von Körperfarben. Läßt man weißes Sonnenlicht auf ein Glasprisma fallen, so sieht man die bekannte Erscheinung der Regenbogenfarben oder ein Spektrum. Das weiße Licht wird in die farbigen Lichtarten zerlegt, aus denen es sich zusammensetzt und diese können durch eine Sammellinse bekanntlich wieder zu weiß gemischt werden. Es ist aber durchaus nicht notwendig, alle farbigen Spektralstrahlen miteinander zu mischen, um für das Auge die Farbenempfindung „Weiß" zu erhalten; es gelingt vielmehr schon zwei richtig gewählte farbige Strahlenarten, sogenannte Komplementärfarben, miteinander zu weiß zu mischen. Da aber die richtige Darstellung sämtlicher in der Natur vorhandenen Mischfarbentöne mindestens drei Farben erfordert, so müssen auch für die additive Farbensynthese drei farbige Strahlenarten ausgewählt werden, die in ihrer Gesamtheit bei der optischen Mischung ebenfalls weiß ergeben. Will man nun einen farbigen Gegenstand durch optische Dreifarbensynthese wiedergeben, so sind von ihm wiederum nacheinander drei Aufnahmen mit vorgeschalteten passenden Farbenfiltern anzufertigen. Die Farbenfilter müssen aber hier, der Natur der Sache nach, von etwas anderer Art sein als bei den Aufnahmen für subtraktiven Dreifarbendruck. Stellt man jetzt von den so gewonnenen Teilnegativen Diapositive in gewöhnlicher schwarzer Farbe her, bedeckt jedes von ihnen mit einer Glasscheibe von der gleichen Färbung, die das bei der betreffenden Teilaufnahme verwendete Farbenfilter hatte und projiziert sie dann gleichzeitig mit Hilfe von drei Projektionsapparaten in der Weise auf einen weißen Schirm, daß die Konturen der drei Teilbilder sich auf dem Schirm genau decken, so erblickt man ein naturgetreues farbiges Abbild des photographierten Gegenstandes, das alle Mischfarbentöne und auch reines Weiß enthält. Diejenigen Stellen, die in der Natur rein weiß waren, werden auf allen drei Teildiapositiven völlig glasklar geblieben sein. Hier kommen

also die Färbungen der vorgeschalteten farbigen Scheiben ungeschmälert zur Wirkung und vereinigen sich auf dem Projektionsschirm wieder zu reinem Weiß. Zeigen dagegen entsprechende Stellen der drei Teildiapositive eine gleichmäßige Schwärzung, so wird keine Farbe der vorgeschalteten Farbscheiben zur Wirkung kommen und die Stelle des Bildes ist auf dem Projektionsschirm schwarz. Durch verschiedene Intensität der Schwärzung an anderen Stellen der drei Diapositive kommen schließlich die Mischfarben zustande, indem hierdurch das Mischungsverhältnis der drei durch die vorgeschalteten Scheiben gebildeten Farbstrahlen quantitativ beeinflußt wird.

Trotz des fundamentalen Unterschiedes in der Art der Farbenmischung haben beide Methoden der Dreifarbenphotographie das Gemeinsame, daß bei ihrer Ausübung eine dreimalige Aufnahme des abzubildenden Gegenstandes notwendig ist. Wenn es nun auch bei der großen Lichtstärke unserer modernen Objektive und bei der hohen Empfindlichkeit unserer heutigen panchromatischen, d. h. für die Farben des ganzen sichtbaren Spektrums ziemlich gleichmäßig empfindlichen Trockenplatten gelingt, die drei Teilaufnahmen mit Hilfe einer am Aufnahmeapparat angebrachten verschiebbaren Schlittenvorrichtung in wenigen Sekunden zu bewerkstelligen, so haftet dennoch dem Verfahren eine gewisse Schwerfälligkeit und Umständlichkeit an, die es in seiner Anwendung nach manchen Richtungen hin beschränken. Man sann daher schon längst auf Mittel und Wege, um die dreimalige Aufnahme zu umgehen und durch eine einzige Aufnahme die für die drei Teilbilder notwendige Farbenauslese zu erreichen. So wurden beispielsweise für diesen Zweck ingeniöse Aufnahmeapparate mit Prismen- und Spiegeleinrichtungen zur gleichzeitigen Aufnahme der drei Teilbilder konstruiert. Sie haben jedoch keinen Eingang in die Praxis gefunden, weil der Vorteil der einmaligen Aufnahme durch mancherlei Uebelstände und Unzuträglichkeiten, die die Anwendung dieser Apparate im Gefolge hatte, wieder illusorisch gemacht wurde. Man versuchte nun, auf anderem Wege die Lösung des Problems zu erreichen, und zwar durch eine besondere Anordnung des Aufnahmematerials, d. h. der Aufnahmeplatten und Farbenfilter. Einen der interessantesten Versuche in dieser Richtung bildet das von Prof. *Joly* in Dublin ausgearbeitete Verfahren, bei welchem die gewünschte Farbenzerlegung durch eine einzige Aufnahme auf *einem* Negativ erzielt wird. Gehen verschiedengefärbte Strahlen, deren Farben sich durch Addition zu weiß mischen würden, in sehr großer Anzahl von einer sehr kleinen Fläche aus, so vermag das Auge nicht, die einzelnen farbigen Strahlenarten gesondert wahrzunehmen. Vielmehr vollzieht sich im Auge sofort die Mischung der einzelnen Farbstrahlen und die Fläche erscheint bei quantitativ richtigem Verhältnis der Farben weiß. Auf dieser Grundlage baut sich das *Joly*sche Farbenverfahren auf. *Joly* überzieht eine Glasplatte abwechselnd mit sehr feinen durchsichtigen roten, grünen und blauen Linien, die dicht nebeneinander liegen und so fein hergestellt werden müssen, daß etwa 9—12 Linien auf die Breite eines Millimeters gehen. Diese feinen Linien vermag das unbewaffnete Auge, namentlich beim Betrachten aus einiger Entfernung, nicht mehr einzeln zu entwirren, sondern die ganze Fläche erscheint in einem ziemlich einheitlichen weißlichen Farbtone. Wird bei der Aufnahme eines farbigen Gegenstandes eine derartig liniierte Platte, ein sogenanntes Farbenraster, auf die Schicht der panchromatischen Trockenplatte in die Kassette des Aufnahmeapparates gelegt, so wirkt jede einzelne Farblinie wie ein sehr feines Farbenfilter und bewirkt auf der Schicht der Aufnahmeplatte die den Farben des Originals entsprechenden Veränderungen des empfindlichen Bromsilbers. Es findet also eine feine linienweise Farbenaussonderung auf *einem* Negativ in derselben Art statt, wie sie beim gewöhnlichen Dreifarbenverfahren durch die drei Teilnegative erreicht wurde. Betrachten wir z. B. eine den roten Stellen des Originals entsprechende Stelle auf einem *Joly*schen Negativ mit einem starken Vergrößerungsglase, so finden wir sie hinter den roten Linien des Farbenrasters kräftig geschwärzt, hinter den grünen und blauen aber glasklar geblieben. Die roten Strahlen sind also durch die roten Linien des Farbenrasters ungehindert hindurchgegangen, von den grünen und blauen Linien aber absorbiert worden und haben das hinter diesen liegende Bromsilber nicht verändert. Nur die roten Linien sind durch dunkles Silber verdeckt, und deshalb erscheint im Negativ, wenn das Farbenraster daraufliegt, eine rote Stelle des Originals in der Komplementärfarbe, nämlich blaugrün. Fertigt man aber vom Negativ ein gewöhnliches schwarzes Diapositiv an, das ja bekanntlich inbezug auf Hell und Dunkel eine genaue Umkehrung des Negativs darstellt, so werden die unter den roten Linien des Farbenrasters befindlich gewesenen Stellen des Negativs auf diesem Diapositiv glasklar sein, während die unter den blauen und grünen Linien befindlichen glasklaren Stellen des Negativs auf dem Diapositiv geschwärzt und undurchsichtig sind. Bringt man jetzt das Farbenraster in richtiger Lage auf dem Diapositiv an, so sieht man beim Hindurchblicken nur durch die klaren Stellen das Rot der roten Linien, während blau und grün verdeckt sind. In derselben Weise kommen auch alle anderen Farben und Mischfarben, sowie bei gleichmäßiger Schwärzung hinter allen farbigen Linien schwarz und, wie schon erörtert, bei völliger Glasklarheit hinter allen Farblinien weiß zustande. Wir haben hier also genau dasselbe wie bei der additiven Methode der Dreifarbenphotographie, nur wird die „Addition" der farbigen Lichtstrahlen nicht vermittels optischer Instrumente vollzogen, sondern direkt vom Auge besorgt.

So einfach und bestechend das *Joly*sche Verfahren nun auch erscheint, praktisch hat es doch keine große Bedeutung erlangt, einmal, weil die notwendigen Farbenraster sehr schwierig herzustellen und deshalb außerordentlich teuer sind, und dann besonders deshalb, weil es nicht gelingt, Raster von solcher Feinheit anzufertigen, daß das Gewirr der farbigen Linien, aus denen sich das Bild zusammensetzt, beim Betrachten nicht doch störend und unruhig wirkt. Interessant aber ist das Verfahren für uns besonders deshalb, weil die neue *Lumière*sche Erfindung sich eng an dasselbe anlehnt. Die Hauptmängel des *Joly*schen Verfahrens werden von den Herren *Lumière* aufs glücklichste dadurch umgangen, daß sie statt des Linienrasters ein außerordentlich feines Punktraster verwenden, das fest mit der Schicht der Aufnahmeplatte verbunden bleibt. Zur Herstellung dieses Rasters wird Kartoffelstärke benutzt, die durch besonders feine Siebmaschinen ausgesondert wird, da nur Stärkekörnchen von etwa $^1/_{60}$ bis $^1/_{80}$ mm Durchm. zur Verwendung gelangen. Die ausgesonderte Stärkeportion wird in drei Teile geteilt und davon ein Teil rot, der zweite grün und der dritte blauviolett gefärbt. Dann werden die drei Teile wieder sorgfältig miteinander gemischt, so daß sie eine vollständig homogen erscheinende Mischung bilden. Diese wird auf Spiegelglasplatten, die mit einer dünnen Schicht eines Klebstoffes überzogen sind, ausgebreitet. Hier beginnt unstreitig der schwierigste Teil der Fabrikation, denn es ist notwendig, den Ueberschuß der gefärbten Stärkemischung wieder außerordentlich sorgfältig zu entfernen, so daß nur eine einfache und möglichst lückenlose Lage der Stärkekörnchen auf dem Glase zurückbleibt, bei der kein einziges Körnchen das andere überdecken darf. Diese Notwendigkeit zeigt am besten, welch eine Summe von Ausdauer und Geschick aufgewendet werden mußte, um diese Schwierigkeiten in einwandfreier Weise zu besiegen.

Da nun Stärkekörnchen keine runde, sondern eine etwas ovale Form haben, so ist es beim Nebeneinanderlagern derselben nicht möglich, ohne weiteres eine völlig lückenlose Schicht zu erzielen. Die *Gebrüder Lumière* versuchten deshalb zuerst, durch feinstes Holzkohlenpulver die Lücken zwischen den einzelnen Körnchen auszufüllen. Neuerdings ist diese Ausfüllung dadurch ganz oder teilweise entbehrlich geworden, daß die Platten mit den noch feuchten Körnerschichten unter Pressen oder Walzen gebracht werden, wodurch die einzelnen Körnchen flach gedrückt werden und sich mit ihren Rändern eng aneinander fügen. Nach dem Trocknen werden die Platten mit einem isolierenden Lack überzogen, der möglichst undurchdringlich ist und nahezu den gleichen Brechungsindex wie die Stärke besitzt. Eine derartig präparierte Platte stellt ein äußerst feines Farbenraster dar, bei dem jedes einzelne gefärbte Stärkekörnchen sich wie ein mikroskopisch kleines Farbenfilter verhält. Während bei den *Joly*schen Rastern nur 9—12 Farblinien auf die Breite eines Millimeters kommen, lassen sich bei diesen *Lumière*schen Platten auf der Fläche eines Quadratmillimeters etwa 8000 Körnchen zählen. Diese Zahlen geben eine ungefähre Vorstellung von der Feinheit des *Lumière*schen Rasters. Zum Schluß werden die Rasterplatten mit einer dünnen Schicht einer möglichst feinkörnigen panchromatischen Bromsilberemulsion überzogen und gelangen dann zu vier Stück verpackt als „Autochromplatten" in den Handel.

Natürlich ist der Preis derartiger Platten vorläufig noch ein recht hoher und übersteigt die Preise gewöhnlicher Trockenplatten etwa um das 12—15fache. Es ist indes mit ziemlicher Sicherheit zu erwarten, daß in absehbarer Zeit eine nicht unerhebliche Preiserniedrigung eintreten wird.

Die Aufnahmen mit Autochromplatten und die Weiterbehandlung derselben gestalten sich nun etwas anders als bei gewöhnlichen Trockenplatten. Da die als Farbenfilter wirkende Stärkekörnerschicht unter der lichtempfindlichen Bromsilberschicht zunächst dem Glase liegt, muß die Aufnahme durch das Glas der Platte hindurch erfolgen; die Platte muß also umgekehrt, mit der Glasseite nach dem Objektiv hin gerichtet, in die Aufnahmekassette eingelegt werden. Ferner muß vor oder hinter dem Objektiv eine gelbe Scheibe von ganz bestimmter Färbung in den Strahlengang eingeschaltet werden, die den Zweck hat, die Wirkung der blauen, violetten und ultravioletten Lichtstrahlen zu dämpfen. Diese Maßregel ist deshalb erforderlich, weil auch die besten panchromatischen Emulsionen noch immer eine etwas erhöhte Empfindlichkeit für diese Strahlenarten, die photochemisch sehr wirksam, für das Auge aber ohne besondere Hilfsmittel zum Teil überhaupt nicht wahrnehmbar sind, besitzen. Wollte man das Einschalten der Gelbscheibe unterlassen, so würden alle Farben des fertigen Bildes einen unnatürlichen Blaustich zeigen. Dadurch daß man genötigt ist, die Belichtung der Autochromplatten durch die gefärbte Stärkekörnerschicht und die Gelbscheibe hindurch vorzunehmen, muß die Belichtungszeit gegenüber gewöhnlichen Aufnahmen beträchtlich verlängert werden. Zum Teil wird diese Verlängerung der Belichtungszeit auch durch die feinkörnige Bromsilberschicht der Autochromplatten bedingt, da eine feinkörnige Emulsion stets geringere Allgemeinempfindlichkeit besitzt als eine grobkörnige. Nach den Feststellungen von *Czapek* und Dr. *Neuhauß*[1]) müssen Aufnahmen auf Autochromplatten 40—50 mal länger belichtet werden als Aufnahmen desselben Gegenstandes auf gewöhnlicher hochempfindlicher Trockenplatte. Dadurch sind natürlich Momentaufnahmen von vornherein ausgeschlossen, aber es gelingt sehr wohl, bei hellem Sonnenschein und mit lichtstarkem Objektiv im Freien vollständig durchgezeichnete Aufnahmen in ein bis zwei Sekunden zu erzielen.

Nach der Aufnahme wird die Platte in völliger Dunkelheit genau $2^1/_2$ Minuten lang in einem Pyrogallussäure-Ammoniak-Entwickler entwickelt. Wollte man jetzt das so entwickelte Negativ direkt ins Fixierbad bringen, so würde man aus Gründen, die bereits bei der Besprechung des *Joly*schen Verfahrens erörtert wurden, ein Bild in Komplementärfarben erhalten. So würden also beispielsweise rote Lichtstrahlen nur die roten Stärkekörnchen durchdrungen und das dahinter liegende Bromsilber verändert haben, das nun nach der Schwärzung im Entwickler diese Körnchen verdeckt, während das unverändert gebliebene Bromsilber hinter den grünen und blauen Körnchen im Fixierbade glasklar herausgelöst werden würde, so daß die betreffende Stelle beim Hindurchblicken blaugrün gefärbt erscheinen würde. Um daher zu einem positiven Bilde mit richtiger Farbenwiedergabe zu gelangen, muß ein etwas anderer Weg eingeschlagen werden. Man bringt die Platte mit dem entwickelten Negativ in eine angesäuerte Lösung von übermangansaurem Kali, die die Eigenschaft besitzt, metallisches Silber schnell aufzulösen, Bromsilber aber unverändert zu lassen. Das entwickelte aus metallischem Silber bestehende Negativ wird also vollständig gelöst werden und es bleibt nur das ursprünglich nicht vom Licht veränderte Bromsilber auf der Platte zurück. Von diesem Zeitpunkt an muß die Weiterbehandlung der Platte bei vollem Tageslicht vorgenommen werden. Wird jetzt nach dem Auflösen des Negativs das übriggebliebene Bromsilber von neuem mit einem Entwickler behandelt, so entsteht naturgemäß ein Positiv, das nach kurzem Klären, Verstärken, Fixieren und Waschen ein Abbild des photographierten Gegenstandes in wundervoll leuchtenden, naturgetreuen Farben zeigt. Wo also — um bei dem vorhin gewählten Beispiel zu bleiben — rote Lichtstrahlen auf die Platte gewirkt hatten, da war bei der ersten Entwicklung die Bromsilberschicht nur hinter den roten Stärkekörnchen geschwärzt worden. Dieses geschwärzte Silber war dann aufgelöst und das übriggebliebene Bromsilber hinter den blauen und grünen Stärkekörnchen bei der zweiten Entwicklung im Tageslicht geschwärzt worden. Es sind jetzt beim Hindurchblicken mithin nur die roten Stärkekörnchen dem Rot des photographierten Gegenstandes entsprechend zu sehen.

Was die Naturtreue der Farbenwiedergabe anbelangt, so muß diese im allgemeinen als durchaus befriedigend bezeichnet werden. Nur ein äußerst strenger kritischer Maßstab vermag an einigen Farben kleine Abweichungen festzustellen. So zeigt z. B. leuchtendes Ponceaurot häufig einen etwas zu starken Stich ins Orange, während dunkles leuchtendes Rot oft um ein geringes zu hell wiedergegeben wird. Am ungünstigsten bleibt jedoch die Wiedergabe von reinem Weiß, das, wie schon erörtert, durch die Summierung der von den drei farbigen Elementen ausgehenden Lichtstrahlen zustande kommt. Würde es gelingen, die Stärkekörnchen so anzuordnen, daß niemals mehrere Körnchen gleicher Farbe nebeneinander liegen, so würde wohl auch die Wiedergabe von reinem Weiß nichts zu wünschen übrig lassen. Bisher war es aber nicht zu vermeiden, daß oft fünf und mehr Körnchen einer Färbung nebeneinander liegen. Dadurch macht sich an den weißen Bildstellen meist ein leichtes farbiges Flimmern bemerkbar, das sich aber vielleicht in Zukunft auch noch beseitigen lassen wird.

Andererseits sind die Vorteile des neuen Verfahrens so große, daß man die genannten kleinen Mängel wohl in Kauf nehmen kann. Durch eine einzige Aufnahme wird ein farbenrichtiges Bild erzielt, dessen Farben sich noch dazu durch hervorragende Lichtechtheit auszeichnen. Infolge der sehr dünnen Schichten braucht die Einwirkung

[1]) Photogr. Rundschau 1907, S. 207 und 224.

der verschiedenen Lösungen und das Auswässern nach dem Fixieren nur wenige Minuten zu dauern, worauf die Platte auch in kurzer Zeit schon trocken ist. Die Fertigstellung eines farbigen Bildes auf einer Autochromplatte nimmt dadurch erheblich weniger Zeit in Anspruch als die Herstellung eines gewöhnlichen Negativs, bei dem zum Schluß bekanntlich ein ziemlich lang andauerndes Waschen erforderlich ist. Im übrigen lassen sich auch Bilder auf Autochromplatten, bei denen die Belichtungszeit nicht ganz richtig getroffen war, noch nachträglich durch Abschwächen oder Verstärken verbessern.

Daß mitunter noch Fabrikationsfehler unterlaufen, wie namentlich das in letzter Zeit häufiger beobachtete Abkräuseln der Schicht in den Bädern, kann bei einer Fabrikation, die sich vorläufig doch noch im Anfangsstadium befindet, kaum wundernehmen. Derartige Unregelmäßigkeiten werden aber sicher in kurzer Zeit ein völlig überwundener Standpunkt sein.

Bedauerlich bleibt bisher nur eins. Die schönen *Lumière*schen Farbenbilder können bis jetzt nur als farbige Diapositive auf Glas zum Betrachten im durchfallenden Licht hergestellt werden. Ein geeignetes Kopierverfahren, um von den Aufnahmen in beliebiger Anzahl Abzüge auf Papier anzufertigen, existiert leider noch nicht. Wie es heißt, sind aber die Herren *Lumière* eifrig mit dem Ausarbeiten eines solchen Vervielfältigungsverfahrens beschäftigt. Zweifellos wird ja die kommende Zeit noch mancherlei Verbesserungen des *Lumière*schen Farbenverfahrens bringen, wozu wir mit in erster Linie die Möglichkeit einer kürzeren Belichtung für die Platten rechnen möchten. Aber auch so ist gegen früher schon ein gewaltiger Schritt vorwärts getan worden. Gelingt es den Erfindern nun noch, ein gleich sinnreiches und leistungsfähiges Kopierverfahren für die Aufnahmen ausfindig zu machen, dann haben sie ihr verdienstvolles Werk in würdigster Weise gekrönt.

Aus der Praxis.

Elektromagnetische Spannfutter.

Elektromagnetische Spannfutter zum unmittelbaren Anschluß an Gleichstromnetze von 110 und 120 Volt Spannung liefern *Siemens & Halske A.-G.* (*Werner-Werk*) in der durch nachstehende Abbildung veranschaulichten Ausführung. Diese Futter sind insbesondere für Werkstätten bestimmt, in denen häufig gußeiserne Arbeitsstücke zu schleifen sind, deren Aufspannen in der gewöhnlichen Weise besondere Vorrichtungen erfordern würde. Das Futter läßt sich auf einfache Weise auf dem Tisch der Schleifmaschine befestigen. Seine Aufspannfläche beträgt 350 × 200 mm. Da das Schleifen in der Regel nur vorgenommen wird, wenn es sich darum handelt, wenig Material zu entfernen, wie z. B. zur Beseitigung von Unebenheiten des Gusses, so genügt eine verhältnismäßig geringe mechanische Kraft zum Festhalten des Stückes. Daher ist auch der Strombedarf ein sehr geringer. Zum Ein- und Ausschalten des Stromes dient ein Hebelschalter.



Zum Aufspannen stählerner Gegenstände z. Z. von Werkzeugen sind elektromagnetische Spannfutter nicht zu empfehlen, da bei derartigen Werkstücken stets Spuren von Magnetismus zurückbleiben, die sich schwer wieder entfernen lassen.

Elektromotoren und Dynamomaschinen vertikaler Bauart.

Die Verwendung von Motoren mit vertikaler Welle beschränkte sich früher nur auf wenige Fälle; in der Regel benutzte man auch zum Antriebe von Maschinen, die wegen ihrer vertikalen Anordnung einen solchen Motor verlangt hätten, doch den gewöhnlichen Motor mit horizontaler Welle und half sich durch eine entsprechende Uebertragung. Bei der immer ausgeprägteren Neigung, die Arbeitsmaschine, wenn irgend möglich, durch den Motor direkt, ohne Anwendung von Uebertragungsvorrichtungen anzutreiben, wurde indessen die Konstruktion geeigneter Vertikalmotoren notwendig. Dies galt besonders für die modernen Abteufpumpen, die fast durchweg Hochdruck-Zentrifugalpumpen und wegen ihrer hohen Umdrehungszahl für die direkte Kupplung mit dem Elektromotor besonders geeignet sind. Da man nun in Rücksicht auf die mitunter sehr engen Schächte, in denen die Pumpen arbeiten müssen, in horizontaler Richtung im Raume sehr beschränkt ist, während in vertikaler Richtung genügend Platz zur Verfügung steht, wird die Zentrifugal-Abteufpumpe meistens in vertikaler Anordnung ausgeführt und verlangt deshalb auch einen Elektromotor entsprechender Bauart.

Die Betriebsverhältnisse beim Abteufen bringen es mit sich, daß der Motor unter Umständen direkt unter Wasser arbeiten muß. In solchen Fällen ist es notwendig, ihn vollkommen wasserdicht einzukapseln, was allerdings zu der Verwendung einer größeren Type zwingt, als für die geforderte Leistung sonst erforderlich wäre. In allen anderen Fällen bietet jedoch, Verwendung von Bergwerksisolation vorausgesetzt, die sogn. tropfwasserdichte Konstruktion genügenden Schutz gegen Tropfwasser im Schacht. Der Schutz besteht hierbei lediglich aus einem gußeisernen Dach, das den Schachtregen nicht in das Innere des Motors gelangen läßt. Unter dem Schutzdache ist der Motor offen, so daß genügende Ventilation vorhanden ist und die Type infolgedessen nur so groß wie bei offener Bauart gewählt zu werden braucht.

Eine derartige, von den *Felten & Guilleaume-Lah-*

meyer-Werken, Frankfurt a. M., ausgeführte Konstruktion zeigt Fig. 1; sie stellt einen für die *Steinkohlenzeche Mont Cenis* (Sodingen i. W.) gelieferten Drehstrommotor, Type DS X, mit Schleifringanker dar. Der Motor hat eine Leistung von 28 PS bei einer Betriebsspannung von 120 Volt und läuft mit 1450 Umdreh. i. d. Min. Er ist direkt gekuppelt mit einer einstufigen Turbinenpumpe von *Weise & Monski*, die i. d. Min. 2000 l Wasser bei einer Gesamt-



Fig. 1.

widerstandshöhe von 45 m hebt. Das obere Lager des Motors ist als Traglager ausgebildet und trägt den Schleifringanker, während das untere Lager nur zur Führung dient. Die Pumpe hat besondere Lager und ist durch eine elastische Kupplung mit dem Motor verbunden, so daß jede Druckübertragung vom Anker auf die Pumpe aus-



Fig. 2.

geschlossen ist. Die Schleifringe sind, wie Fig. 1 zeigt, durch eine durchbrochene Blechverkleidung geschützt, die zum Nachsehen der Schleifbürsten geöffnet werden kann.

Noch einfacher und deshalb für den Antrieb von Abteufpumpen noch geeigneter sind Drehstrommotoren mit Kurzschlußanker, bei denen zwar zum Anlassen besondere Vorrichtungen, meistens Anlaßtransformatoren, erforderlich sind, während die besonderen Zuleitungen zum Anker, wie sie beim Schleifringanker notwendig sind, wegfallen.

Fig. 2 zeigt einen solchen Vertikalmotor mit Kurzschlußanker für große Leistung. Der Motor leistet 185 PS bei 500 Volt Betriebsspannung und macht 1500 Umdreh. i. d. Min. Er dient zum direkten Antriebe einer Abteufpumpe auf *Zeche Ewald*, Herten i. W. Die Pumpe ist von *Gebr. Sulzer*, Ludwigshafen a. Rh., als Hochdruck-Zentrifugalpumpe ausgeführt. Das Anlassen des Motors erfolgt durch einen Anlaßtransformator.

Bemerkenswert ist die Schmiereinrichtung des Motors: In dem Ansatz über dem oberen Lager ist eine Oelpumpe untergebracht, die das Oel aus einem im Fuße des Motors vorgesehenen Behälter durch das rechts befindliche Rohr in das obere Lager pumpt, von dem es durch einen zwischen Welle und Rotornabe angeordneten Kanal in das untere Lager und schließlich wieder in den Behälter zurückgelangt. Das überflüssige Oel aus dem oberen Lager, das nicht in das untere fließt, gelangt durch das links befindliche Rohr ebenfalls in den Behälter zurück. Die Oelmenge im Reservoir beträgt 20 l und wurde deshalb so groß gewählt, damit das Oel Zeit hat, sich abzukühlen.

Die Ventilation des Motors erfolgt durch einen auf die Welle gesetzten Ventilator der durch die unten befindlichen runden Oeffnungen die Außenluft ansaugt, durch die im Stator und Rotor vorgesehenen Ventilationsschlitze treibt und durch die Oeffnungen unter dem Schutzdach wieder heraustreten läßt.

Fig. 3.

Fig. 3 stellt eine fertig montierte Abteufpumpe dar, die an die *Olbernhauser Anthracitwerke* für die *Zeche Gabriela* in Brandau (Böhmen) geliefert wurde. Der Motor

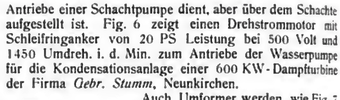


Fig. 4.

ist in diesem Falle vollkommen wasserdicht geschlossen. Er hat ebenfalls einen Kurzschlußanker und leistet bei 500 Volt Spannung und 2900 Umdreh. i. d. Min. 42 PS. Die Verbindung von Pumpe und Motor ist durch Gummiringe gut abgedichtet, da es in diesem Betriebe häufig vorkommt, daß die Abteufarbeit ganz unter Wasser vorgenommen wird. Die Achse des Motors ist in Trag- und Führungs-Kugellagern eingebettet. Die Stromzuführungen sind in

einem Anschlußkasten untergebracht, der zum Schutze gegen Wasser mit Isoliermasse ausgegossen ist.

Neben Drehstrommotoren, die wegen ihrer einfacheren Bauart und des Fehlens empfindlicher Teile im allgemeinen vorgezogen werden, kommen je nach den Betriebsverhältnissen auch Gleichstrommotoren in vertikaler Anordnung zur Verwendung. So zeigt Fig. 4 einen für die *A.-G. der Dillinger Hüttenwerke* gelieferten Gleichstrom-Nebenschlußmotor zum Antriebe einer Schachtpumpe. Der Motor leistet 3 PS bei 300 Volt Betriebsspannung und 1270 Umdreh. i. d. Min. und



Antriebe einer Schachtpumpe dient, aber über dem Schachte aufgestellt ist. Fig. 6 zeigt einen Drehstrommotor mit Schleifringanker von 20 PS Leistung bei 500 Volt und 1450 Umdreh. i. d. Min. zum Antriebe der Wasserpumpe für die Kondensationsanlage einer 600 KW-Dampfturbine der Firma *Gebr. Stumm*, Neunkirchen.

Auch Umformer werden, wie Fig. 7 zeigt, von den *Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerken* in vertikaler Anordnung ausgeführt, wenn es sich darum handelt, einen Maschinensatz von möglichst ge-



Fig. 4. Fig. 6. Fig. 7.

ist, da er in dem Pumpenschacht aufgestellt ist, zum Schutze gegen Feuchtigkeit vollständig gekapselt.

Es kommen natürlich auch Fälle vor, in denen Vertikalmotoren unter normalen Betriebsverhältnissen zu arbeiten haben, so daß ein besonderer Schutz der Wicklung nicht nötig ist. Fig. 5 u. 6 sind Beispiele hierfür. Fig. 5 stellt einen Gleichstrom-Nebenschlußmotor von 17 PS bei 110 Volt und 1100 Umdreh. i. d. Min. dar, der zwar zum

ringer Grundfläche zu erhalten. Derartige Umformer lassen sich mit Vorteil überall da verwenden, wo es an Platz zur Aufstellung eines Umformers mit horizontaler Welle mangelt. Ein großes Anwendungsgebiet finden sie deshalb in der Kriegs- und Handelsmarine für die Zwecke der drahtlosen Telegraphie, für welche die *Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke* schon über 150 Stück geliefert haben.

Zeitschriftenschau.

Eisenbahnwesen.

Elektrische Wagenheizung. Zum Einschalten des Heizstromes dient ein durch einen Druckknopf gesteuerter Hebel, der entgegen einer Rückstellkraft bewegt wird, bis er in der Endlage durch einen Riegel festgehalten wird. Mit dem letzteren ist ebenfalls ein Druckknopf verbunden, durch dessen Niederdrücken die Sperrung ausgelöst wird und der Schalter durch die Rückstellkraft geöffnet wird. Der Schalter wird so angebracht, daß er durch Oeffnen der den Führerstand abschließenden Tür selbsttätig geöffnet wird. Sollte das Abstellen der Heizung vergessen sein, so wird es unbedingt bewirkt, wenn der Führer den Wagen verläßt. (Street Railway Journal 1907, Bd. II, S. 73.) *Pr.*

Eisenbeton.

Eisenbeton-Senkbrunnen. Bei einer Brücke über den Foyle-Fluß sind die beiden Strompfeiler auf Senkbrunnen gegründet, die bis zu dem 6,5 m unter Mittelwasser liegenden tragfähigen Baugrund gesenkt wurden.

Im Grundriß hat der Senkbrunnen die Form eines schmalen Sechseckes mit zwei Längsseiten von 6,6 m und vier kurzen Seiten von 1,75 m Länge. Die Außenwände sind durch drei Querwände ausgesteift, so daß der lichte Raum in drei Quadrate und zwei Dreiecke zerfällt.

Sämtliche Wände sind 15 cm stark in einer Betonmischung 1 : 4 ausgeführt und haben wagerechte und senkrechte Rundeiseneinlagen von 14 mm Durchm. in 15 bezw. 35 cm Abstand erhalten.

Der Brunnen setzt sich aus einzelnen 2,45 m hohen Teilen zusammen, die am Ufer hergestellt und nach vier Wochen mit Hilfe eines Kranes versenkt wurden. Im untersten Teil, dem Brunnenkranz, waren sechs senkrechte Eisen, die mit ihrem oberen Ende aus dem Wasser hervorragten, einbetoniert. In jedem oberen Teile waren zum Durchstecken dieser Eisen Löcher ausgespart. Der dichte Anschluß der einzelnen Teile wurde durch Nut und Feder erzielt. Hierbei wurde die Nut noch mit Zementmörtel, der wurstförmig in Leinwand eingewickelt war, ausgefüllt.

Gerüste waren zur Herstellung der Brunnen nicht erforderlich. Die Kosten betrugen nur die Hälfte von eisernen Sinkkasten. (Beton und Eisen 1907, S. 221—222.)

Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Elektrotechnik.

Speisung von Einphasen-Wechselstrombahnen. (*Armstrong.*) Die unmittelbare Erzeugung von Einphasen-Wechselstrom ist zwar sehr einfach, sie hat jedoch den Nachteil größerer Anlagekosten; ferner ist die sonstige Verwendbarkeit des Ein-

phasenstromes beschränkt. Da Mehrphasenstrom in dieser Beziehung günstiger ist, so untersucht der Verfasser folgende Möglichkeiten.

1. Stromerzeugung und Fernleitung von Drehstrom zu Motorgeneratoren, die Einphasenstrom in die Fahrleitung liefern.
2. Zur Stromerzeugung dienen Drehstrommaschinen, von denen eine Phase zur Speisung der Bahn benutzt wird.
3. Drehstrom wird erzeugt, den Unterstationen zugeführt und benachbarte Fahrleitungsabschnitte werden aus verschiedenen Phasen gespeist.
4. Das im Schwerpunkt des Stromverbrauches liegende Kraftwerk besitzt Zweiphasenmaschinen und jede Phase dient zur Speisung der Hälfte des Netzes.
5. Drehstrom wird erzeugt und mittels der Fernleitung den Transformatoren auf der Strecke zugeführt, deren Sekundärkreise zweiphasig gewickelt und so an die Fahrleitung angeschlossen sind, daß jeder aus den gleichen Phasen benachbarter Unterstationen gespeist wird.

Wesentlich für die Wahl eines dieser Fälle ist die Möglichkeit außer für den Bahnbetrieb auch Drehstrom für andere Zwecke liefern zu können. Vom rein technischen Standpunkt aus empfiehlt der Verfasser Einphasenstrom zu erzeugen, sofern der Bahnbetrieb allein in Betracht kommt. Die Fernleitung von Drehstrom und die Verwendung von Motorgeneratoren in den Unterstationen ist günstig, wenn die Energie aus fremden Kraftwerken bezogen wird; alsdann wiegen die zahlreichen Vorteile dieser Anordnung die höheren Anlagekosten auf. Entnimmt jedoch die Fernleitung den Drehstrom einem der Bahngesellschaft gehörigen Kraftwerk, so empfiehlt der Verfasser die Verwendung nur einer Phase zur Speisung der Bahn oder den Einbau von Drehstrom-Zweiphasentransformatoren; beide Anordnungen bieten ihre eigenen Vorteile, so daß je nach den besonderen Verhältnissen die eine oder die andere vorzuziehen ist. (Street Railway Journal 1907, Bd. I, S. 1141—1142.) *Pr.*

Materialienkunde.

Torfvergasung. (*Wichersma.*) Rechnet man bei den von *Frank* und *Caro* vorgeschlagenen Verfahren der Torfvergasung in Generatoren auf einen unteren Heizwert des Torfes von 3821 Kalorien (eine Durchschnittszahl aus mehreren mitgeteilten Untersuchungen) und auf einen Wärmeverlust infolge der Ausstrahlung und Eigenwärme der Gase von 20 v. H. (eine hoch gegriffene Zahl), so könnte 1 kg Torf in einem Idealprozesse etwa 1 300 000 $^{kg}/_{m}$ entwickeln. Mit einem kg Torf könnte daher im Explosionsmotor mit 25 v. H. Wirkungsgrad 1,21 PS_e i. d. Stunde erzeugt werden. Das kg Torf kostet in der Nähe der Torfgräbereien etwa 0,47 Pf. In einer Zentrale könnte nach diesen Grundlagen das K. W.-Jahr für 75 M. geliefert werden, ein Preis, der mit demjenigen an den großen Wasserfällen konkurrieren kann. Es könnte also auch hier die Herstellung des Kalkstickstoffs aufgenommen werden, der als Ersatz für den immer teurer werdenden Chilesalpeter gerade in den ausgegrabenen Torfböden als Kunstdünger willkommen wäre. (De Ingenieur 1907, S. 638—639.) *Kr.*

Schiffbau.

Frachtdampfer. (*Kämmerer.*) Ein von der Firma *Sir Raylton Dixon & Co.* in Middlesborough gebauter Frachtdampfer mit 7000 t Verdrängung, 109,73 m Länge über alles, 15,84 m Breite über Hauptspant, 8,5 m Raumtiefe und 7,2 m Tiefgang, der hauptsächlich für Massengüterladungen bestimmt ist, hat nur *ein* durchlaufendes Deck, wobei der Laderaum vollständig frei von Stützen und Balken gehalten ist. Die Spanten sind ungefähr in der Gegend der Wasserlinie nach innen gebogen und endigen oben an den seitlichen Lukensüllen. Ungleich den Turmdeckschiffen wird der eingebogene Teil auf beiden Seiten nicht als Deck benutzt, sondern das Hauptdeck ist in der ganzen Breite durchgeführt. Der zwischen den eingebogenen Spanten, dem Oberdeck und der Seitenbeplattung entstehende Raum von dreieckigem Querschnitt ist auf beiden Seiten zu Wasserballastbehältern ausgebaut, die, durch Knieplatten an den einzelnen Spanten versteift, die Festigkeit des Schiffsverbandes erhöhen. Durch die Anordnung von Wasserballast im oberen Teile des ohne Ladung fahrenden Schiffes wird das Gewicht viel zweckmäßiger als bei den bisherigen Konstruktionen verteilt, was namentlich bei hohem Seegang vorteilhaft ist. Der Dampfer kann insgesamt 2200 t Wasserballast aufnehmen, also etwa 75 v. H. mehr als ein gleich großes Schiff gewöhnlicher Bauart. Das Fassungsvermögen für den Ballast verteilt sich wie folgt: im Doppelboden 1100, in den seitlichen Deckbehältern 830, im Piektank 190, im Hecktank 80 t.

Das Schiff wird hauptsächlich zum Befördern von Kohlen und Getreide benutzt, ist aber auch für Holzladungen, insbesondere für lange Balken geeignet.

Der Maschinen- und Kesselraum ist nach hinten zwischen Spant 7 und 38 verlegt. Die darüber befindlichen Kohlenbunker können insgesamt 741 t fassen. Die Kommandobrücke und das Ruderhaus stehen in der Mitte des Schiffes auf einem Deckhaus, das auch die Räume für Kapitän und Offiziere enthält.

Zum Antrieb dient eine Dreifach-Expansionsmaschine von 660, 1066 und 1778 mm Zyl.-Durchm. und 1219 mm Hub, welche dem beladenen Schiff eine Geschwindigkeit von 11 und dem leeren eine solche von $12^1/_2$ Knoten erteilt. Der Dampf wird mit 12,5 at in drei Zylinderkesseln erzeugt, die mit *Howdens* künstlichem Zug arbeiten.

Mehrere Schiffe dieser Bauart wurden bereits ausgeführt. Sie haben sich besonders auch im schnellen Uebernehmen der Ladung hervorgetan. (Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1907, S. 1454—1457.) *Ky.*

Technische Chemie.

Regenerierung von Kautschuk. (*R. Ditmar.*) Um alten Kautschuk wieder zu verwerten, hat man mannigfache Verfahren ersonnen. Das älteste, das *Säureverfahren*, Kochen mit Salzsäure und Schwefelsäure, zerstört die dem Kautschuk beigemengten *Gewebeteile.*

Um den freien und einen Teil des gebundenen *Schwefels* dem Altkautschuk zu entziehen, erhitzte *Theilgaard* mit *Natriumsulfit*-Lösung oder *Cyankali*. *Ditmar* bezeichnet dies Verfahren als *„neutrale Entvulkanisation“*.

Die meisten Verfahren entschwefeln mit *Alkalien*.

So vermengt *Kittel* die zerkleinerten Gummiabfälle mit gepulvertem, trockenem, kohlensaurem oder ätzendem Alkali, preßt in Kuchen und erhitzt in gepreßtem Zustande auf 220 bis 280° zwei bis drei Stunden lang je nach der Art des zu verwendenden Materiales. Enthalten die vulkanisierten Gummiabfälle besonders viel Füllstoffe, so setzt *Kittel* neben den Alkalien noch gepulvertes Harz zu. Das nach diesem Verfahren erhaltene Erzeugnis wird gerade wie Rohgummi auf Waschwalzen gewaschen, getrocknet und, wie üblich, unter Zusatz von Schwefel für sich allein oder mit anderen Gummisorten zusammen vulkanisiert.

A. Marks kocht mit 3 v. H. Alkalilösung im Autoklaven etwa 20 Stunden bei 170°; dadurch wird Schwefel ausgezogen und Gewebe zerstört.

Die *A/S. Gummi-Regenerations-Gesellschaft* (System *Resen-Steenstrup*) erhitzt den gemahlenen Altkautschuk unter 6—8 at Druck mit Alkali- oder Erdalkalilösung und Flußsäure.

H. F. Gregory und *T. M. Thorn* behandeln nach dem Kochen den sorgfältig getrockneten Kautschuk mit einem Gemisch von Anilin und Naphta einige Stunden in der Kälte und erhitzen dann im Dampfbade auf 121 bis 138°, bis alles gelöst ist.

Statt erst mit Alkali zu kochen, suchen viele neuere Verfahren den Altkautschuk durch *Lösen zu regenerieren*. *C. Th. Brimmer* z. B. erhitzt mit etwa dem gleichen Gewichte *Rizinusöl* auf 180° (höchstens 210°), bis der Kautschuk gelöst ist. Nach dem Abkühlen gießt er die Lösung unter beständigem Um-

rühren in das doppelte Volumen 90 v. H. Weingeist. Der Gummi scheidet sich dabei als eine zähe Masse aus, während das Rizinusöl im Weingeist gelöst bleibt. Der von der Flüssigkeit getrennte Gummi wird mit warmem Wasser, dem man etwas Natronlauge zugesetzt hat, und schließlich mit reinem Wasser gewaschen.

J. Caselmann erwärmt mit *Karbolsäure*, bis der Gummi eine vollständige Emulsion bildet, die dann auf 120 bis 170° erhitzt wird. Mischt man schließlich mit wäßriger oder alkoholischer Alkalilösung, so scheidet sich der Kautschuk ab

Chautard und *Keßler* lösen in *Phenolen* und erhitzen im Vakuum nur auf 100°. *M. Körner* erhitzt mit *Benzin* längere Zeit auf 130 bis 150° bei Gegenwart von Wasser oder Dampf. *P. Alexander* erhitzt unter Druck mit einem Kohlenwasserstoff auf 150° und behandelt nachher die Lösung bei derselben Temperatur unter Druck mit starker Alkalilauge. Das organische Lösungsmittel wird im Dampfstrom abgetrieben, während der Kautschuk in der alkalischen Flüssigkeit gelöst bleibt und nach dem Filtrieren durch Säurezusatz ausgefällt wird.

Viele Patente benutzen *Harze* und dergl. als Auf- und Abquellungsmittel des Kautschuks. *Könnemann* mischt mit Teer, Pech, Harz oder Balsam und kocht mit einer Mineralsäure, der Alkalichlorid zugesetzt ist. *J. Neilson* löst bei 80 bis 130° in *Harzöl*, das durch Destillation von Kolophonium erhalten wird und bei 300 bis 360° siedet. Nach dem Filtrieren wird der Gummi mit Aceton ausgefällt, wobei Harz, Pech, Schwefel und Harzöl gelöst bleiben.

Robinson löst in *Pyridin; Zühl* und *Eisemann* nehmen chinesisches *Holzöl*, das bei starkem Erhitzen selber in eine kautschukartige Masse übergeht und in diesem Zustande auch erhalten werden kann, wenn man Chlorschwefel dem Holzöl zusetzt. *P. Alexander* und *F. Frank* setzen *Asphalte* zu, die viel organisch gebundenen Schwefel enthalten, außerordentlich beständig und zähe sind.

Die *Soc. Michelin & Co.* erhitzt einfach den fein gepulverten Altgummi unter starkem Druck und preßt ihn in die gewünschten Formen. *B. Roux* mischt mit 1 bis 10 v. H. Schwefel und setzt in einer Metallform, die auf 150 bis 200° erhitzt ist, einige Minuten lang unter 500 at Druck. Nach dem Abkühlen hat man einen Ebonitblock, der sich bei 150 bis 200° in Formen pressen läßt.

Bei allen Regenerierungsverfahren leidet der Kautschuk, besonders durch hohe Temperaturen, so daß er gegenüber frischem Kautschuk stets minderwertig ist. Der freie Schwefel kann aus dem vulkanisierten Kautschuk leicht herausgelöst werden; darauf beruhen die meisten Regenerierverfahren. Der (nach *Webers* Theorie chemisch) gebundene Schwefel kann nur unter Zerstörung des Kautschukmoleküls entfernt werden.

Durch Säuren werden einige anorganische Zusätze z. B. Kalk und Zinkoxyd herausgelöst; Alkali löst außer Schwefel auch das Schwefelantimon (Goldschwefel), mit dem der Gummi rot gefärbt ist, ferner Bleioxyd und Bleisulfat

Da dem regenerierten Gummi häufig *Bleioxyd* zugesetzt wird, um das Vulkanisieren zu befördern, so kochte *Ditmar* eine Reihe von Proben mit 4 v. H. Essigsäure ³/₄ Stunden lang am Rückflußkühler und fand, daß 0,1 bis 0,3 v. H. Blei der angewandten Substanzmenge gelöst waren. Er warnt davor, solchen regenerierten Kautschuk zu hygienischen Artikeln (z. B. Kathetern) zu verwenden, da eine Bleivergiftung möglich ist. (Chemikerzeitung 1907, S. 945—947.) *A.*

Werkstattsbetrieb.

Löhnungsmethode. In der Maschinenfabrik von *Gebr. Stork & Co.* in Hengelo, Holland, ist seit 1903 eine neue Löhnungsmethode im Gebrauch, bei der den Arbeitern selbst die Reglung des Stücklohntarifs in die Hand gegeben ist. Wöchentlich wird den Arbeitern nur ein bestimmter Stundenlohn ausgezahlt, während das Mehrverdiente ihnen als „Ueberstückgeld" gutgeschrieben und alle drei Monate verrechnet wird. Die Firma hat nun der gesamten Arbeiterschaft (etwa 1000 Arbeitern) einen jährlichen Mindestbetrag von 70000 M für das Ueberstückgeld gewährleistet, welcher Betrag bei gutem Geschäftsgang um einen gewissen Gewinnanteil erhöht wird. Derjenige Teil, der dann nach Abzug des Ueberstückgeldes übrig bleibt, wird unter den Arbeitern im Verhältnis zu ihren Löhnen verteilt. Der gewährleistete Mindestbetrag ist etwas höher festgesetzt wie das in den letzten Jahren ausgezahlte Ueberstückgeld, so daß nur dafür zu sorgen ist, daß der Tarif ungefähr gleiche Stücklöhne wie früher enthält. Die Regelung des Tarifs ist Arbeiterkommissionen überlassen, welche von der Firma eingesetzt werden, bei deren Wahl nicht nur auf Tüchtigkeit, sondern besonders auch darauf geachtet wird, ob die Gewählten das Zutrauen ihrer Mitarbeiter besitzen. Die Firma hat also keinen direkten Vorteil davon, ob ein bestimmter Stücklohn etwas höher oder niedriger ist, während es leichter möglich ist, eine gute Uebereinstimmung zwischen den einzelnen Lohnsätzen zu Stande zu bringen, weil die Arbeiter eine für ein bestimmtes Werkstück etwa nötige Preiserniedrigung eher annehmen werden, da sie wissen, daß der Unterschied den später zur Verteilung gelangenden Anteil erhöht.

Eine der häufigsten Veranlassungen zu Arbeitseinstellungen geben Streitigkeiten über den Stücklohntarif. Der Hauptvorteil der neuen Entlöhnungsmethode besteht nun darin, diesen Grund zur Unzufriedenheit aus dem Wege geräumt zu haben.

Leider war das erste Versuchsjahr der neuen Regelung für das Geschäft ein ungünstiges. Die beiden letzten Jahre aber konnte nach Abzug des Ueberstückgeldes 10000 und 31000 M. zur Verteilung gelangen, was im letzten Falle etwa 4 v. H. des gesamten Stundenlohnes ausmacht. Dieser handgreifliche Erfolg war besser wie alle theoretischen Ueberlegungen im Stande das Einverständnis der Arbeiter mit der neuen Löhnungsmethode herbeizuführen. (De Economist 1907, S. 515 bis 538.) *Ky.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Zahlenbeispiele zur statischen Berechnung von Brücken und Dächern. Bearbeitet von *Robert Otzen*, Privatdozent und Assistent an der Technischen Hochschule zu Hannover, Eisenbahnbau- und Betriebsinspektor a. D. in erster Auflage von *F. Grages*, durchgesehen von *G. Barkhausen*, Geheimer Regierungsrat, Prof. an der Technischen Hochschule zu Hannover. Zweite umgearbeitete und vermehrte Auflage. Hierzu wird ein Anhang mit der Entwicklung der benutzten Formeln herausgegeben. Mit 329 Abb. und drei lithographierte Tafeln. Wiesbaden 1908. C. W. Kreidel. Preis geh. M. 12,—.

Konstruktionen und Schaltungen aus dem Gebiete der elektrischen Bahnen. Gesammelt und bearbeitet von *O. S. Bragstad*, a. o. Prof. an der Großherzogl. Techn. Hochschule Fridericiana in Karlsruhe. 31 Tafeln mit erläuterndem Text. Berlin 1907. Julius Springer. Preis in Mappe M. 6,—.

Rationelle Konstruktion und Wirkungsweise des Druckluft-Wasserhebers für Tiefbrunnen. Von *Alexander Perenyi*, Oberingenieur der königl. ung. Staatsbahnen. Mit 14 Abb. Wiesbaden 1908. C. W. Kreidel. Preis geh. M. 2,40.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
88. Jahrg., Bd. 322, Heft 46. Berlin, 16. November 1907.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Temperaturspannungen in einer kreisförmigen Platte.

Von Dr.-Ing. **Max Ensslin**, Stuttgart.

(Schluß von S. 709 d. Bd.)

Volle oder zentrisch durchbrochene Kreisscheibe mit frei beweglichen Rändern.

Die Hauptfrage: welches ist die *Verzerrung einer kreisförmigen Platte unter dem alleinigen Einfluß einer Temperaturänderung in Richtung der Plattendicke (zufolge Gleichung 7a)*, wenn die Wärmeausdehnung durch keine äußeren Kräfte an der Platte gehindert ist; und ferner: treten hierbei Spannungen in der gebogenen Platte auf, beantworten wir, wenn wir von dem Vorhandensein äußerer Kräfte absehen; dann ist in Gleichung 19 $S = 0$, also

$$\frac{d^3 w_0}{d x^3} + \frac{1}{x} \frac{d^2 w_0}{d x^2} - \frac{1}{x} \frac{d w_0}{d x} = 0.$$

Die Integration liefert als Gleichung der elastischen Mittelfläche, wie sie sich infolge der Erwärmung bezw. Abkühlung der Ober- bezw. Unterfläche (Gleichung 7a) einstellt:

$$w_0 = \frac{K_1}{4} \cdot x^2 + \frac{K_2}{2} \ln x^2 + K_3 \quad . \quad . \quad . \quad 20)$$

Diese Gleichung ist in D. p. J. 1904, Heft 43 erwähnt, da wo von der Biegung der Kreisscheibe durch reine Biegungsmomente, die über den äußeren und inneren Plattenrand gleichmäßig verteilt sind, die Rede ist. Daraus folgt, daß sich die Scheibe unter dem Einfluß der von uns angenommenen Temperaturunterschiede ebenso biegt („wirft"), wie unter dem Einfluß reiner Biegungsmomente, die über den Plattenumfang gleichmäßig verteilt sind. Fernerhin ist sofort klar, daß beide Einflüsse unter bestimmten Umständen sich aufheben können, so daß die Platte eben bleibt.

Für die Spannungen in der Platte erhalten wir aus Gleichung 18 mit Benutzung von Gleichung 20

$$\left\{\begin{aligned} \sigma_x &= -\frac{m}{m-1} \frac{\lambda}{\alpha} \left[\frac{K_1}{2} - \frac{m-1}{m+1} \frac{K_2}{x^2} + 2 \alpha_w \frac{\varDelta T}{h}\right] \\ \sigma_y &= -\frac{m}{m-1} \frac{\lambda}{\alpha} \left[\frac{K_1}{2} + \frac{m-1}{m+1} \frac{K_2}{x^2} + 2 \alpha_w \frac{\varDelta T}{h}\right] \end{aligned}\right\} \quad 18a)$$

An einer *zentrisch durchbrochenen Platte*, die durch keine äußeren Kräfte beansprucht ist, sind die Radialspannungen σ_x in allen Punkten des äußeren und inneren Randes, d. h. in $x = R_a$ und $x = R_i$ (λ beliebig) gleich Null. Diesen Randbedingungen zufolge erhält man für die Integrationskonstanten K_2 und K_1:

$$K_2 = 0$$

$$\frac{K_1}{2} = -2 \alpha_w \frac{\varDelta T}{h}.$$

Zur Bestimmung der dritten Konstanten K_3 vereinbaren wir, daß $w_0 = 0$ sei für $x = R_a$, womit nach Gleichung 20:

$$K_3 = \alpha_w \frac{\varDelta T}{h} R_a^2.$$

Damit erhält man für die Spannung aus Gleichung 18a

$$\sigma_x = \sigma_y = 0$$

und für die Durchbiegung der Mittelfläche im Abstand x von der Plattenmitte:

$$w_0 = \alpha_w \cdot \frac{\varDelta T}{h} (R_a^2 - x^2) \quad . \quad . \quad . \quad 20a)$$

und für die größte Durchbiegung am inneren Umfang $x = R_i$:

$$w_{0 max} = \alpha_w \frac{\varDelta T}{h} (R_a^2 - R_i^2) \quad . \quad . \quad . \quad 20b)$$

Für die Neigung der Mittelfläche im Abstand x von der Mitte erhält man aus Gleichung 20a

$$\frac{d w_0}{d x} = -2 \alpha_w \frac{\varDelta T}{h} \cdot x,$$

eine Gleichung, die auf S. 708 auf anderem Wege gefunden wurde.

Die oben gestellte Frage nach den Temperaturspannungen in einer Kreisscheibe, die oberhalb der Mittelfläche erwärmt und unterhalb derselben abgekühlt wird, so zwar, dass die Temperaturänderung dem Abstand von der Mittelfläche proportional ist, kann dahin beantwortet werden, dass keine Spannungen auftreten, wenn die Platte durch keine äusseren Kräfte an der Biegung gehindert wird.

Daß bei anderer Temperaturverteilung Spannungen auftreten müssen, geht schon aus der auf S. 708 gewonnenen Anschauung über die Wärmeausdehnung klar hervor. Es dürfte nicht allzu schwierig sein, auch für eine andere Temperaturverteilung Gleichungen aufzustellen, die einen Anhalt über die Größe der Spannungen gewähren.

Für die *volle Scheibe* erhält man dieselbe Gleichung der elastischen Mittelfläche:

$$w_0 = \alpha_w \frac{\varDelta T}{h} \left[R_a^2 - x^2\right] \quad . \quad . \quad . \quad 20c)$$

wovon man sich leicht überzeugen kann. In der Mitte ist

$$w_{0 max} = \alpha_w \frac{\varDelta T}{h} \cdot R_a^2 \quad . \quad . \quad . \quad 20d)$$

Volle oder zentrisch durchbrochene Kreisscheibe mit vollkommen eingespannten Rändern.

Die gleiche Formänderung wie infolge ungleicher Temperatur der Plattenober- und Unterfläche und linearer Temperaturverteilung kann auch durch äußere Kräfte am Umfang bewirkt werden, nämlich, wie schon erwähnt, durch reine Biegungsmomente. Läßt man die Radialspannung σ_x am Plattenumfang (bei zentrisch durchbrochener Platte auch am inneren Umfang):

$$\sigma_x = 2\,\frac{m}{m+1}\cdot\lambda\cdot\frac{\alpha_w}{\alpha}\cdot\frac{\Delta T}{h}$$

sein, so ist nach D. p. J. 1904, Heft 39, Abschnitt A, a, Gleichung 4 bis 6 die Gleichung der elastischen Mittelfläche

$$w_0 = \alpha_w\,\frac{\Delta T}{h}\,(R^2_a - x^2) \quad . \; . \; . \quad 21)$$

d. i. genau Gleichung 20c.

Kehrt man die Richtung der eben beschriebenen Spannungen um und läßt die letzteren mit der ungleichmäßigen Erwärmung zusammen wirken, so ist die resultierende elastische Mittelfläche die algebraische Summe der Mittelflächen Gleichung 20c und der Gleichung 21; die Durchbiegung ist überall Null, die Scheibe bleibt eben. Die Spannungen sind dabei nach D. p. J. 1904, Heft 39, Gleichung 6 im Abstand λ von der Mittelfläche überall gleich groß und dem Abstand λ proportional, nämlich

$$\sigma_x = \sigma_y = -\,2\,\frac{m}{m-1}\cdot\lambda\frac{\alpha_w}{\alpha}\frac{\Delta T}{h} \; . \; . \; . \quad 18b)$$

An der Ober- und Unterfläche

$$\left(\lambda = \pm\frac{h}{2}\right)$$

ist die Spannung

$$\sigma_x = \sigma_y = \mp\,\frac{m}{m-1}\,\frac{\alpha_w}{\alpha}\,\Delta T \quad . \; . \quad 22)$$

wenn ΔT die Erwärmung bezw. Abkühlung der Ober- bezw. Unterfläche gegenüber der Mittelfläche ist. Man erkennt, daß dies zufolge Gleichung 5 die Größe der Temperaturspannung ist, die entsteht, wenn die Wärmeausdehnung in zwei zueinander senkrechten Richtungen vollständig gehindert ist. Dies ist ja unter den hier angenommenen Verhältnissen auch tatsächlich der Fall.

Es ist vielleicht nicht unnütz, zu bemerken, daß diese Spannung von der Dicke der Platte unabhängig ist.

Zentrisch durchbrochene Kreisscheibe mit einem vollkommen eingespannten und einem freibeweglichen Rand.

Ist an einer zentrisch durchbrochenen Platte bloß *ein Rand vollkommen eingespannt, der andere frei,* so werden die Integrationskonstanten in Gleichung 20 und 18a leicht aus den Randbedingungen ermittelt, daß am eingespannten Rand die Mittelfläche ihre ursprüngliche Neigung beibehalten muß und daß die radiale Normalspannung am freien Rand überall gleich Null ist. Man erhält: für die *zentrisch durchbrochene Platte, äußerer Rand* $x = R_a$ *vollkommen eingespannt, innerer Rand* $x = R_i$ frei:
die Radialspannung im Abstand x von der Plattenmitte:

$$\left.\begin{aligned} &\sigma_x = -\frac{m}{m+1}\,\lambda\,\frac{\alpha_w}{\alpha}\,\frac{2\,.\,\Delta T}{h}\,\frac{R_a^2}{\frac{m-1}{m+1}R_a^2 + R_i^2}\left(1 - \frac{R_i^2}{x^2}\right)\\ &\text{Die Ringspannung:}\\ &\sigma_y = -\frac{m}{m+1}\cdot\lambda\cdot\frac{\alpha_w}{\alpha}\,\frac{2\,.\,\Delta T}{h}\,\frac{R_a^2}{\frac{m-1}{m+1}R_a^2 + R_i^2}\left(1 + \frac{R_i^2}{x^2}\right) \end{aligned}\right\} \quad 23)$$

Die Durchbiegung gegenüber dem äußeren Rand:

$$w_0 = \alpha_w\,\frac{\Delta T}{h}\,\frac{R_i^2}{\frac{m-1}{m+1}R_a^2 + R_i^2}\left[R_a - x^2 - R_a^2 \ln\frac{R_a^2}{x^2}\right] \quad 24)$$

für eine *zentrisch durchbrochene Platte, innerer Rand* $x = R_i$ *vollkommen eingespannt, äußerer Rand* $x = R_a$ frei:
Die Radialspannung im Abstand x von der Plattenmitte:

$$\left.\begin{aligned} &\sigma_x = -\frac{m}{m+1}\,\lambda\,\frac{\alpha_w}{\alpha}\,\frac{2\,.\,\Delta T}{h}\,\frac{R_i^2}{R_a^2 + \frac{m-1}{m+1}R_i^2}\left[1 - \frac{R_a^2}{x^2}\right]\\ &\text{Die Ringspannung:}\\ &\sigma_y = -\frac{m}{m+1}\,\lambda\,\frac{\alpha_w}{\alpha}\,\frac{2\,.\,\Delta T}{h}\,\frac{R_i^2}{R_a^2 + \frac{m-1}{m+1}R_i^2}\left[1 + \frac{R_a^2}{x^2}\right] \end{aligned}\right\} \quad 25)$$

Die Durchbiegung gegenüber dem inneren Rand:

$$w_0 = \alpha_w\,\frac{\Delta T}{h}\,\frac{R_a^2}{R_a^2 + \frac{m-1}{m+1}R_i^2}\left[R_i^2 - x^2 - R_i^2 \ln\frac{R_i^2}{x^2}\right] \quad 26)$$

Zusammenfassung.

1. Wird eine dünne kreisförmige Platte in allen Punkten um $T_m{}^0$ C über ihre Anfangstemperatur erwärmt und sind keine äußeren Kräfte an der Platte tätig, welche die Wärmeausdehnung hindern, so entstehen keine Spannungen in der Platte. Ueber die Zunahme eines Halbmessers x infolge der Erwärmung vergl. Gleichung 15, wobei $p = 0$ zu setzen ist.

Ist die radiale Ausdehnung durch eine gleichmäßig über den Plattenrand verteilte Radialspannung $-p$ kg/qcm gehindert, so herrscht in allen Punkten radial und tangential die gleiche Normalspannung:

$$\sigma_x = \sigma_y = -\,p \text{ kg/qcm Druck}$$

und die Zunahme eines Halbmessers x ist nach Gleichung 15:

$$u = -\,\frac{m-1}{m}\,\alpha\,p\,x + \alpha_w\cdot T_m\cdot x.$$

Bei vollständig (radial) gehinderter Wärmeausdehnung müßte am Plattenrand eine Druckspannung von

$$\sigma_x = -\,\frac{m}{m-1}\,\frac{\alpha_w}{\alpha}\,T_m$$

vorhanden sein, eine Spannung, die ebenso groß ist wie bei vollständig gehinderter Flächenausdehnung (vergl. Gleichung 5).

2. Wird die Platte weiterhin so erwärmt bezw. abgekühlt, daß die Temperatur der $\left\{\begin{matrix}\text{Ober-}\\ \text{Unter-}\end{matrix}\right\}$ fläche um ΔT Grad C $\left\{\begin{matrix}\text{über}\\ \text{unter}\end{matrix}\right\}$ die Temperatur der Mittelfläche $\left\{\begin{matrix}\text{steigt}\\ \text{sinkt}\end{matrix}\right\}$ und dem Abstand von der Mittelfläche proportional ist, und sind *an der Platte keine äußeren Kräfte tätig,* welche die Wärmeausdehnung hindern, so „wirft sich" die Platte, d. h. sie biegt sich gemäß Gleichung 20b und 20d, ohne daß innere Spannungen entstehen.

Sind dagegen die *Ränder* der Platte *vollkommen eingespannt,* d. h. ist die Mittelfläche am Rand gezwungen, ihre ursprüngliche Neigung beizubehalten, so bleibt die Platte eben; es entstehen in ihr Biegungsspannungen gemäß Gleichung 18b, deren Betrag ebenso groß ist wie bei vollkommen gehinderter Flächenausdehnung (vergl. Gleichung 5). Dies gilt in gleicher Weise von einer vollen und von einer zentrisch durchbrochenen Platte.

Ist ein Rand vollkommen eingespannt, der andere frei, so gelten die Gleichungen 23 bis 26.

3. Wenn außer den unter 2. erwähnten Formänderungen noch andere in Betracht zu ziehen sind, so werden sie durch Kräfte erzwungen, die nach D. p. J. 1904, Heft 39—43 berechnet werden können, ebenso die Spannungen. Die Gesamtspannung ist die algebraische Summe der Einzelspannungen, herrührend von der ungleichen Erwärmung und von der äußeren Belastung.

4. Die Anwendung auf den ebenen, rippenlosen Scheibenkolben in D. p. J. 1907, Heft 37 ist einfach. Dürfen die Kolbenböden als an den Rändern vollkommen eingespannt angesehen werden, so bleiben die Böden eben und die Biegungsspannung an der Ober- und Unterfläche folgt aus Gleichung 22. Wird der Mantel des Kolbens und die Mittelfläche gleich stark über die Anfangstemperatur erwärmt, so entstehen infolge dieser gemeinsamen Erwärmung keine Spannungen.

Schlüsse in bezug auf die Beanspruchung von *Rippen* durch ungleiche Temperatur sind einer späteren Mitteilung vorbehalten.

Der Einphasen-Wechselstrommotor.

Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen.

Von Dipl.-Ing. **A. Linker.**

(Fortsetzung von S. 712 d. Bd.)

Zur Verbesserung der Wirkung eines Hauptschlußmotors hat *R. Eickemeyer* (**217**) den Anker mit Reihenwicklung versehen und diese an einen Kommutator mit verdoppelter Lamellenzahl und Aequipotentialverbindungen angeschlossen. Zur Kompensierung der in den kurzgeschlossenen Spulen induzieren E M Ke sind außerdem zwei Bürsten verschiedener Polarität in je zwei Teilbürsten zerlegt und diese an eine Hilfswicklung angeschlossen. Diese Anordnung scheint jedoch keine praktische Brauchbarkeit zu besitzen. Zur Aenderung der Kommutatorspannung bei konstanter Klemmenspannung ist von *O. H. Pieper* (**221**) die in Fig. 51 angegebene Konstruktion dahin abgeändert worden, daß nach Fig. 54 der Anker von der Sekundärwicklung eines regulierbaren Transformators *T*

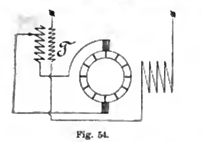


Fig. 54.

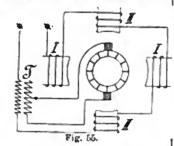


Fig. 55.

gespeist wird. Dadurch ist erreicht, daß Feld und Ankerstrom bei verschiedenen Belastungen nahezu in Phase sind, wodurch sich ein großes Drehmoment bei genügender Regulierfähigkeit ergibt.

Um die Geschwindigkeit des Hauptschlußmotors ändern zu können, wird nach Patenten von *A. W. Schramm* (**226, 228**) in ähnlicher Weise wie es von *Pieper* angegeben ist, der Anker durch die Sekundärwicklung eines

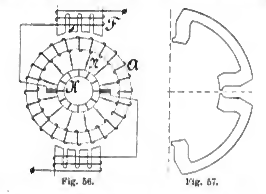


Fig. 56. Fig. 57.

im Hauptstromkreise liegenden Transformators *T* gespeist (Fig. 55). Außerdem sind zur Kompensation des Ankerfeldes die Spulen *II* zugefügt.

In ähnlicher Weise wie *Lamme* ist es auch *G. Finzi*, Mailand, gelungen, durch besondere konstruktive Ausbildung des Gleichstrom-Hauptschlußmotors einen Bahnmotor für Wechselstrom zu erhalten. Fig. 56 zeigt das Schema eines für den Bahnbetrieb von *Brioschi, Finzi & Co.*, gebauten Motors[49]) für Spannungen von 100—300 Volt und 15—20 Perioden. Zur Verminderung der quermagnetisierenden Wirkung sind die Feldpole *F* mit Längsschlitzen *s* versehen. Eine günstige Kommutation wurde jedoch nicht allein durch eine große Unterteilung der Wicklung und damit verbundener großer Lamellenzahl, sondern auch durch Verwendung von Verbindungen hohen Widerstandes (Nickelinstreifen) zwischen Wicklung *A* und Kommutator *K* erhalten. Später wurde noch eine Ankerkompensationswicklung[50]) angeordnet. Zur Verbesserung der Eigenschaften des Motors wurde dann das Magnetfeld nach Patenten von *G. Finzi* & *E. Korrodi* (**229, 238**) so gestaltet, wie es in Fig. 57 dargestellt ist. Hierdurch soll bei einfacher Herstellung die quermagnetisierende Wirkung des Ankers geschwächt und damit der Leistungsfaktor verbessert werden.

Da bei einem Hauptschlußmotor die Geschwindigkeit bei konstanter Klemmenspannung von der Belastung abhängt, ist zur Erzielung konstanter Umdrehungszahl bei der Konstruktion von *R. Rinkel* (**234**) die Anordnung (Fig. 58) getroffen, daß der Strom, nachdem er den Rotor *R* durchflossen hat, dem Stator *S* durch zwei Bürsten *B* zugeführt wird, welche durch einen besonderen Hilfsmotor in der Drehrichtung des Rotors mit verschiedener Geschwindigkeit angetrieben werden können. Dadurch wird die relative Stellung des Ankerfeldes zum Statorfeld so geändert, daß bei beliebiger Belastung bezw. variablem Ankerstrom die Geschwindigkeit konstant bleibt. Der Motor ist jedoch nicht einfach genug, als daß er praktische Bedeutung erlangen könnte.

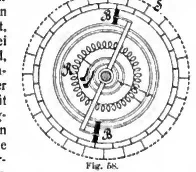


Fig. 58.

In einfacher Weise kompensiert *A. P. Zani* (**274**) das Ankerfeld eines Hauptschlußmotors nach Fig. 59. Die

[49]) Vortrag vom 11. Oktober 1903 in Neapel: „La trazione con motori monofasi in serie" von Dr. *G. Finzi* und Dr. *N. Soldati*. El. Bahn. u. Betr., Dezember 1903, S. 172.

[50]) Str. Ry. J., 11. August 1906, Bd. 28, S. 229.

Wirkungsweise läßt sich nach Fig. 60 leicht erklären, wenn man das Hauptfeld F in die beiden zueinander senkrechten Komponenten OG und OB zerlegt. Es muß nun

$$OF \sin \alpha = OB = OA$$

sein. Dabei ist es also immer möglich, einen Winkel α zu finden, für den $OB = OA$ wird. Für die umgekehrte

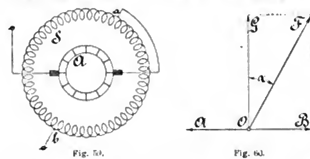


Fig. 59. Fig. 60.

Drehrichtung werden die Anschlüsse $a-b$ um einen negativen Winkel α verschoben.

Zur Vermeidung der Funkenbildung verschiebt *R. Lundell* (**276, 295**) die aus einzelnen isolierten Teilen bestehenden Bürsten aus der neutralen Zone und verbreitert sie soweit, daß sie die Ankerwicklung über einen Winkel von 90 elektr. Grad kurzschließen (Fig. 61). Es erzeugen dann nicht nur die dem Anker zugeführten Ströme ein Querfeld, sondern auch die in den kurzgeschlossenen

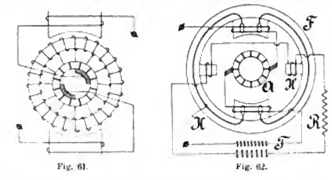


Fig. 61. Fig. 62.

Windungen induzierten Ströme verstärken es noch. Letztere wirken hierbei ähnlich wie in einem Repulsionsmotor, so daß diese Konstruktion ähnlich arbeitet, wie der kompensierte Repulsionsmotor (s. später Fig. 133) von *Lahmeyer*.

Durch Anwendung besonderer Hilfsvorrichtungen zur Erreichung einer günstigen Kommutation ist es der *Maschinenfabrik Oerlikon* (**247, 248, 270, 273**) in Oerlikon bei Zürich nach vielen Versuchen gelungen, einen Hauptschlußmotor für den praktischen Gebrauch soweit durchzubilden, daß er auch den großen Anforderungen, wie sie der Bahnbetrieb stellt, gewachsen ist. Fig. 62 zeigt das Schema[51]) eines solchen Motors, bei dem das Feld F und der Anker A hintereinander geschaltet sind. Da bei der Kommutierung des Stromes zwischen den Bürstenkanten E M Ke induziert werden, welche starkes Feuern hervorrufen würden, so sind in der neutralen Zone Hilfspole H angebracht, deren Windungen von der Sekundärwicklung eines Hauptstromtransformators T erregt werden. Die Wirkungsweise der Hilfspole beruht darauf, erstens die durch Transformation vom Hauptkraftfluß induzierte E M K, welche um 90° gegen diesen nacheilt, und zweitens die durch Rotation des Ankers im Hauptfelde hervorgerufene E M K, welche in Phase mit dem Felde ist, soweit zu kompensieren, daß ihre Einwirkung auf die kurzgeschlossene Spule möglichst aufgehoben wird. Infolge der Phasenverschiebung beider E M Ke muß der Erregerstrom der Hilfspole ebenfalls in der Phase veränderlich gemacht werden können; außerdem ist die Intensität des kommutierenden Feldes von der Belastung abhängig und deswegen veränderlich zu machen. Zu dem Zweck sind die Hilfspole an einen Hauptstromtransformator T angeschlossen und ein Widerstand R zur Regulierung der Stromstärke eingeschaltet. Im Nebenschluß zu der Hilfspolwicklung wurde noch ein induktionsfreier Widerstand angebracht, vermittels dessen die Phase des Hilfsstromes beliebig reguliert werden kann.

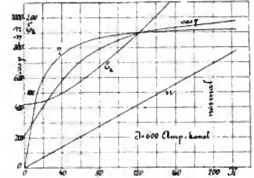


Fig. 63. N = abgegebene Leistung (PS), E_k = Klemmenspannung (Volt), n = Umdrehungszahl i. d. Min., η = Wirkungsgrad (v. H.), $\cos\varphi$ = Leistungsfaktor (v. H.)

Zur Kompensation des Ankerquerfeldes sind außerdem in geschlossenen Nuten der Hauptpole vom Hauptstrom durchflossene Spulen K angeordnet, deren Weite nahezu gleich einer Polteilung ist. Fig. 63 und 64 zeigen die Betriebskurven eines achtpoligen Motors von 200 PS Leistung für 240 Volt Spannung und 650

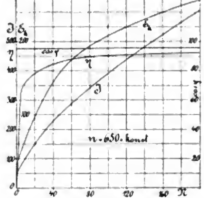


Fig. 64. N = abgegebene Leistung (PS), E_k = Klemmenspannung (Volt), J = Stromstärke (Amp.), η = Wirkungsgrad (v. H.), $\cos\varphi$ = Leistungsfaktor (v. H.)

Umdrehungen i. d. Min. Die Periodenzahl beträgt 15, so daß der Motor mit nahezu dreifachem Synchronismus läuft.

Versuche mit diesen Motoren auf der schweizerischen Normalspurbahn Seebach—Wettingen, welche mit 15000 Volt Leitungsspannung betrieben wird, haben günstige Resultate ergeben, so daß die mit diesen Motoren[52]) ausgerüsteten Lokomotiven auch für den Betrieb auf den schwedischen Staatsbahnen in Aussicht genommen sind.

Bei einer neueren Konstruktion (**299**) ist der induktionsfreie Widerstand nur zu einem Teil der Wendepolwindungen parallel geschaltet, wodurch eine genauere Einstellung der Wirkungen erzielt werden kann. Außerdem kann eine im Nebenschluß liegende Kommutationswicklung angewendet werden.

Auch die *Siemens-Schuckert-Werke*, Berlin, (**283, 284**) haben nach längeren Versuchen in gleicher Weise wie *E. Arnold* und *J. L. la Cour*[53]) (**296**) einen Hauptschluß-

[51]) Schw. E. T. Z. 20. August 1904, S. 297.

[52]) El. Bahn. u. Betriebe, 13. Januar 1906, S. 21.

[53]) " " 24. Januar 1906 S. 45.

motor gebaut, der nach Angabe der Firma[54]) nicht nur bezüglich der Kommutation, sondern auch des Leistungsfaktors und Wirkungsgrades zufriedenstellend arbeiten soll. Die Schaltung des Motors ist in Fig. 65 angegeben und stellt einen Hauptschlußmotor mit verteilter Feldwicklung dar, bei welchem zur Vermeidung des Bürstenfeuerns außer der Kompensationswicklung *K* eine Hauptschluß- (*H*) und Nebenschlußwicklung (*N*) angebracht ist.

Fig. 65.

Das wesentlichste an dieser Neuerung ist die Anwendung zweier getrennter Wicklungen (*H* und *N*) auf besonderen Hilfspolen zur Erzielung einer günstigen Kommutation, da eine im Nebenschluß liegende Kommutations-Hilfswicklung allein schon von der *Maschinenfabrik Oerlikon* (S. 724) angegeben worden ist. Auf diese Weise ist man imstande, durch die auf den Hilfspolen liegende Hauptschlußwicklung *H* einen Kraftfluß zu erzeugen, welcher in den kurzgeschlossenen Ankerwindungen eine EMK zur Kompensierung der durch Rotation im Hauptfelde induzierten EMK hervorruft. Die Nebenschlußwicklung *N* soll durch das von ihr erzeugte Feld die durch Transformation in den kurzgeschlossenen Spulen induzierte EMK, welche von der Primärspannung abhängig ist, vernichten. Damit sich nun beide Hilfsfelder unabhängig voneinander ausbilden können und eine gegenseitige Beeinflussung der Wicklungen *H* und *N* völlig verhindert wird, sind die Windungen entsprechend Fig. 66 angeordnet.

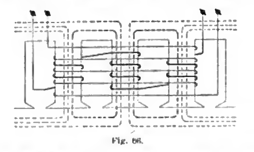


Fig. 66.

Dabei liegt die Hauptschlußwicklung *H* innerhalb der Nebenschlußwicklung. Ihr Kraftfluß (dickere Striche) schließt sich also, ohne die Wicklung *N* zu schneiden.

Damit ferner beim Anlauf des Motors bei vorgeschriebenem Drehmoment der Anlaufstrom und die Kommutatorverluste klein bleiben, sind zwischen Anker und Kommutator Widerstandsverbindungen eingelegt. Im Gegensatz zu den Anordnungen von *Ganz & Co.* (Fig. 47 und 48), der *Westinghouse El. & Mfg. Co.* (S. 712) und *Finzi* (Fig. 56) sind dieselben jedoch so in den Ankernuten untergebracht, daß sie außerdem ein nutzbares Drehmoment ausüben sollen. Sie sind deswegen zur Vermeidung größerer Verluste und Erhöhung ihrer Wirksamkeit aus Kupfer hergestellt. Diese Motoren sind zum ersten Male auf der Strecke Murnau—Oberammergau[55]) praktisch erprobt, bei welcher eine Linienspannung von 5000 Volt bei 16 Perioden zur Verwendung gelangt. Sie sind für eine Klemmenspannung von 270 Volt gebaut und leisten je 100 PS normal. Fig. 67 zeigt die Betriebskurven eines solchen Motors, aus denen die Eigenschaften ersichtlich sind. Auch die schwedische Staatsbahn hat bei ihren Versuchen[56]) auf der Strecke Tomteboda—Värtan bei Stockholm (seit Juli 1905) Lokomotiven für 20000 Volt Netzspannung in Benutzung, die mit diesen Motoren ausgerüstet sind. Sie sind für eine Leistung von 110 PS

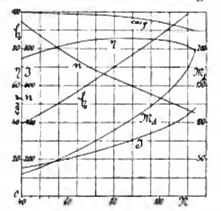


Fig. 67. N = abgegebene Leistung (PS), E = eingeführte Leistung (Kilowatt), M_d = Drehmoment (mkg), n = Umdrehungszahl i. d. Min., η = Wirkungsgrad (v. H.), cos φ = Leistungsfaktor (v. H.)

bei einer Spannung von 240 Volt und 25 Perioden gebaut.

Erwähnt sei schließlich noch ein Motor[57]) von *W. Cramp*, der als Hauptschlußmotor arbeitet. Entsprechend der Schaltung in Fig. 68 wird der Wechselstrom der Primärwicklung *I* des Magnetfeldes zugeführt. Diese erzeugt einen Kraftfluß *F* nicht nur durch den Anker *A* hindurch, sondern auch durch die Sekundärwicklung *II*, deren EMK den Ankerstrom hervorruft. Zur Kompensation des Ankerfeldes ist noch eine von Ankerstrom durchflossene Wicklung *K* angeordnet.

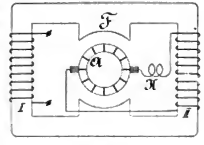


Fig. 68.

Der Motor soll funkenlos und mit gutem Leistungsfaktor arbeiten, jedoch wird das Drehmoment durch die Rückwirkung der Wicklung *II* auf das Primärfeld verringert.

b) *Nebenschlußmotoren.*

Eine der ersten Konstruktionen ist von *W. Anthony, D. Jackson* und *H. Ryan* (**12**) angegeben. Der Anker wird dabei nicht direkt vom Netz, sondern von einer auf den Feldmagnet gewickelten Sekundärspule gespeist. Der Motor hat jedoch keine praktische Bedeutung erlangt.

Eine andere Anordnung ist die von *F. J. Patten* (**37, 38, 40**) im Jahre 1889 angegebene. Fig. 69 zeigt den Motor[58]) mit einer Ringarmatur *A*, welche als gewöhnliche Grammewicklung an den Kommutator *I* angeschlossen ist. Dieser ist kein Stromwender in des Wortes ursprünglicher Bedeutung, da er keine wechselnden Ströme gleichrichtet, sondern er bildet nur den wechselnden Kontakt zwischen den Zuleitungen und den einzelnen Punkten der Armaturwicklung. Mit den Verzweigungsstellen der Ringwicklung ist noch ein zweiter Kommutator (*II*) verbunden, dessen Lamellen jedoch abwechselnd an diametrale Punkte der Armatur angeschlossen sind. Dadurch wird erreicht, daß, wenn nach einer Drehung um eine Lamellen-

[53]) Patent Anm. A. 11375. VIII. 21. d2. 19. Oktober 1904. E. Pat. No. 21034 v. J. 1905.

[54]) E. T. Z., 7. Juni 1906, S. 537 u. 14. Juni 1906, S. 558.

[55]) El. Bahn. u. Betr., 14. Juli 1905, S. 365 und 24. Juli 1905, S. 383.

[56]) E. T. Z., 1. März, 1906, S. 229.

[57]) El., 23. März 1906, Bd 56, S. 922.

[58]) ETZ, 31. Januar 1890, S. 72.

teilung der Wechselstrom seine Richtung ändert, der Ring von pulsierenden Strömen konstanter Richtung durchflossen wird, so daß sich für jeden beliebigen Moment an der Stelle der Bürsten *a b*, z. B. oben ein Südpol, unten ein Nordpol bildet; wir erhalten also ohne mechanische Bürstenänderung eine konstante Polarität. Es ist

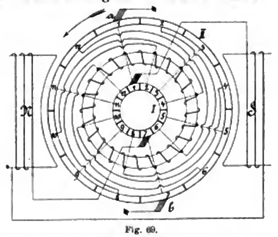


Fig. 69.

daher möglich, von dem Kommutator *I* einen Erregerstrom gleicher Richtung dem Magnetfeld *N S* zuzuführen. Da die wechselnden Stromimpulse den Anker und das Feld immer in gleichem Sinne durchfließen, entsteht ein Drehmoment gleicher, aber nur einer bestimmten von der Schaltung des Feldes zum Anker abhängigen Richtung. Der Motor läuft ohne Belastung von selbst an und steigert seine Geschwindigkeit so lange, bis die Bedingung erfüllt ist, daß eine Kommutatorlamelle an einer Bürste in derselben Zeit vorbeigeht, welche einer halben Periode des Wechselstromes entspricht. Die Umdrehungszahl des Motors ist demnach nur von der Periodenzahl ν und der Lamellenzahl K abhängig nach der Gleichung

$$n = \frac{120 \cdot \nu}{K}.$$

Er erreicht dafür seine maximale Zugkraft und läuft mit konstanter Geschwindigkeit. Man könnte ihn daher auch zur Klasse der Synchronmotoren mit Kommutator rechnen, bei denen das Feld mit kommutiertem Wechselstrom gespeist wird.

R. Hunter (**59**) entnimmt den zur Erregung des Ankerfeldes notwendigen Strom einer auf den mit Wechselstrom gespeisten Hauptpolen untergebrachten Sekundärwicklung und verwendet immer einen besonderen, nicht direkt auf derselben Welle sitzenden zweiteiligen Stromwender auch für mehrpolige Maschinen, indem er ihn durch Zahnräder mit einer Tourenzahl antreibt, die gleich dem *p*fachen von derjenigen des Ankers ist ($2\,p$ = Polzahl). Die Verbindung des Kommutators mit dem Anker geschieht durch Schleifringe und Bürsten. In dieser Form könnte man daher den Motor als Umkehrung eines Synchronmotors auffassen, wobei das Feld wechselnd ist und der Anker den pulsierenden Gleichstrom führt.

Interessant ist noch folgende Konstruktion von *C. S. Bradley* (**70**), wie sie die Fig. 70 und 71 zeigen. Die Wirkungsweise ist daraus leicht ersichtlich. Verbindet man die Schleifringe *S* mit dem Netz, so durchfließt der Wechselstrom den Anker (*A*) und bei der in Fig. 71 gezeichneten Stellung nur die Spulen *2* und *4*, während *1* und *3* durch Transformatorwirkung von seiten des Ankers *A* erregt werden und infolgedessen einen ihm entgegenwirkenden Kraftfluß hervorrufen. Die Pole *2* und *4* ziehen demnach den Anker *A* an, *1* und *3* dagegen stoßen ihn ab. Dadurch kommt eine Bewegung in der Richtung des Pfeiles zustande. Infolge der Verwendung des Kommutators *K* verschiebt sich die Polarität der Feldspulen im

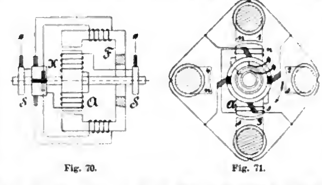


Fig. 70. Fig. 71.

Sinne der Bewegung, wodurch eine kontinuierliche Drehung erhalten wird. Jedenfalls leidet diese Konstruktion an dem Nachteil, daß der Kommutator feuert, so daß der Motor praktisch wenig verwendbar sein dürfte.

Da der Nebenschlußmotor bei normaler Umdrehungszahl infolge der großen Phasenverschiebung zwischen den Strömen im Anker und Magnetfeld ein geringes Drehmoment und ungünstigen Leistungsfaktor aufweist, kompensieren *W. Stanley jr.* & *J. F. Kelly* (**83**) die induktive Wirkung der Feldwicklung durch Einschaltung eines Kondensators. Wegen der praktischen Unvollkommenheit und des hohen Preises der Kondensatoren hat diese Anordnung jedoch keinen nennenswerten Erfolg gehabt.

Auf andere Weise suchte die *A.-G. Helios*, (**99**) Köln, die Nachteile des Nebenschlußmotors zu beseitigen, indem sie nach Fig. 72 die Spulen des Ankers[59]) so wickelt, daß sie an den in der neutralen Zone gelegenen Punkten *a—b* des Ringes Pole hervorrufen, wobei jedoch nur ein Teil der Ankerspulen, der mit den Bürsten in Verbindung steht, elektromagnetisch wirksam ist. Durch Verstellen der Bürsten setzt man die durch Transformatorwirkung und Rotation induzierten E M Ke des Ankers in ein bestimmtes Verhältnis zu einander und kann auf diese Weise ein beliebig

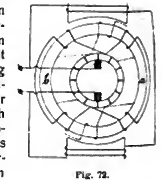


Fig. 72.

veränderliches Drehmoment erzeugen und dadurch die Geschwindigkeit regulieren bezw. den Motor umsteuern. Diese Art der Tourenregulierung entspricht den vollkommeneren Steuerungen an Dampfmotoren, bei denen die Expansion geändert wird. Wegen starker Funkenbildung am Kommutator hat der Motor jedoch keine Erfolge aufzuweisen.

[59]) E. T. Z., 26. Juli 1894, S. 419.

(Fortsetzung folgt.)

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke.

Von Dipl.-Ing. **C. Michenfelder.**

(Fortsetzung von S. 699 d. Bd.)

Während das Verwendungsgebiet des auf Flur fahrenden Gießwagens in der Hauptsache auf die *Bessemer-* bezw. *Thomasstahlwerke* beschränkt ist, in denen die vor den Konvertern durchlaufenden Bühnen das Herabhängen der

Pfanne von einem obenfahrenden Kran nach den tiefgekippten Hälsen verhindern oder doch sehr erschweren, und in denen auch empfindliche Triebwerksteile oberhalb der Birnenschnauze wegen der ausstrahlenden Hitze nicht ohne weiteres zulässig sind, macht man sich in *Martinwerken*

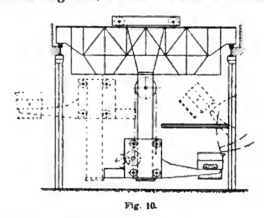


Fig. 10.

sowohl beim Abstich der Oefen als auch bei deren Beschickung mit flüssigem Roheisen jetzt fast ausnahmslos die in der laufkranmäßigen Ausbildung der Transportmaschine für das flüssige Eisen gelegenen Vorteile zu Nutze, welche hier vor allem in der Freihaltung der Hüttenflur für andere Zwecke und in der Entziehung der Maschine vor schädlichen Einwirkungen (Stößen, Staub u. a. m.) bestehen.[10])

Es soll jedoch nicht unerwähnt bleiben, daß kein zwingender Grund vorliegt, Laufgießkrane in Konverterhallen — am allerwenigsten in neu anzulegenden — nicht zu verwenden. Das *Thomasstahlwerk von Neuves Maisons*[11]) z. B. gibt hierfür nicht nur einen praktischen Beweis, sondern es läßt gleichzeitig die vielartige Benutzungsmöglichkeit eines solchen Gießkranes erkennen: zum Beschicken des Mischers mit Roheisen, zur Entnahme und Weiterbeförderung des Roheisens vom Mischer nach dem Konverter, zur Aufnahme des Stahles aus dem Konverter und endlich zum Transport desselben nach den Kokillen.

Trotzdem zählen — merkwürdigerweise — solche einfache Anordnungen noch zu den großen Seltenheiten und erscheinen deren Erfahrungsergebnisse noch nicht ausreichend zu einem abschließenden Urteil in dem einen oder dem anderen Sinne. — Bei dieser Gelegenheit sei bemerkt, daß neuerdings eine mit einem unten hängenden, senkrecht verschieblichen Pfannenausleger versehene Laufkrankonstruktion (Fig. 10) zum Patent angemeldet worden ist, deren Verwendung zum Eingießen und Ausgießen der Konverter möglich ist, ohne daß in die Konverterbühne durchgehende Einschnitte gemacht werden müssen, wie bei der eben genannten Anlage. Diese Konstruktion stellt gleichsam einen hängenden Gießwagen dar; sie steht somit zur Bauart der gewöhnlichen Gießwagen — auch hinsichtlich gewisser Betriebsvorteile — in dem gleichen Verhältnis, wie beispielsweise die bekannten Auslegerlaufdrehkrane zu den normalen fahrbaren Drehkranen.

Andererseits sind früher wiederum vielfach Martinanlagen in Betrieb gekommen, bei denen der Stahltransport durch Gießwagen erfolgt, die aber wegen der gleichbleibenden Ausflußhöhe des flüssigen Materials im Gegensatz zu den vorbeschriebenen der Pfannenhubbewegung entbehren können, dafür aber wieder zum Chargieren der Oefen nicht verwendbar sind. Fig. 11 gibt beispielsweise eine solche ältere Anlage (aus d. J. 1885) wieder, die noch durch die gegen früher andersartige Fahrvorrichtung bemerkenswert ist. Der Wagen kann nämlich an eine zwischen dem Schienengeleis geführte Kette gekuppelt und dadurch mit Hilfe zweier an den Enden der Fahrbahn aufgestellter Druckwasserzylinder verfahren werden. Die übrigen Pfannenbewegungen erfolgen in bekannter Weise von Hand. Eine bei Vergrößerung des Stahlwerkes, d. h. beim Anschluß weiterer Oefen sich notwendig machende Verlängerung der Fahrbahn ist bei diesem System natürlich mit Schwierigkeiten verknüpft.

Fig. 11.

Auch mit elektrischem Antrieb — sowohl nach dem

[10]) Die Benutzung eines feststehenden, dem alten Zentralkran in *Bessemerwerken* in seiner Verwendung analogen Gießdrehkranes in *Martinhallen*, wie er z. B. in „Stahl und Eisen" 1902, S. 80 und ff. beschrieben ist, mag wohl einer Laufkrananlage gegenüber den Vorteil der Billigkeit haben, der indes das Fehlen der vielen Vorzüge von Gieß*lauf* kranen hier schwerlich aufwiegen dürfte.

[11]) S. „Stahl und Eisen" 1904, S. 16 und ff.

Einmotoren- wie auch nach dem Mehrmotorensystem — sind Gießwagen, etwa nach Fig. 12, zur Ausführung gelangt für Martinwerke mit zwischen den Laufschienen befindlicher Gießgrube. Die hierbei durch den Fortfall auch der Auslegerschwenkbewegung erzielte sehr einfache Bauweise hat jedoch wieder eine entsprechend begrenzte Verwendungsmöglichkeit hinsichtlich des Abgießens bezw. der Lage und Größe der Gießgrube zur Folge.

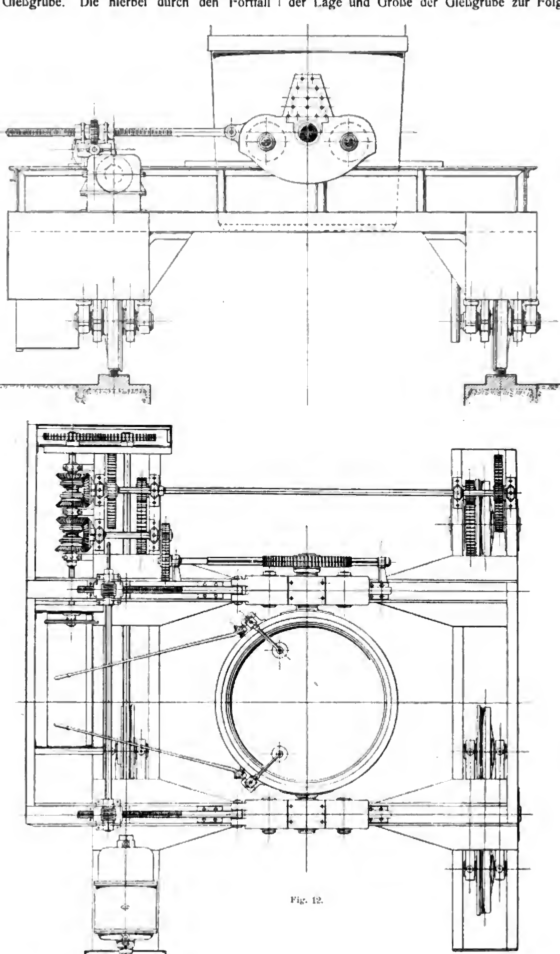


Fig. 12.

Indessen sind auch derartige Anlagen nach dem oben Gesagten heute nur noch Ausnahmen; in der Regel wählt man jetzt für den Martinwerksbetrieb nicht die stehende Anordnung des Gießwagens, sondern die hängende des sogen. Gießkranes.

Zu den Eingangs bereits angeführten Vorteilen, welche die Wahl des Laufkran-Systems insonderheit im Hüttenbetriebe mit sich bringt, gesellt sich im allgemeinen noch die Annehmlichkeit, daß man in der Steigerung der Fahrgeschwindigkeiten nicht durch die Rücksicht auf den

Fig. 13.

Fig. 14.

sonstigen Verkehr im Stahlwerk gehindert ist, und vor allem, daß die einmal vorhandene Gießkrananlage ohne weiteres, oder doch höchstens unter Zuhilfenahme einer einfachen Winde auch zur Benutzung für allgemeine Hebe- und Transportzwecke geeignet ist (Abziehen der Blockformen, Transport der Blöcke, Montagearbeiten an den Oefen u. a. m.). Denn andernfalls macht sich hierfür ja doch die Anlage eines besonderen vollständigen Laufkranes nötig.

Abgesehen von den älteren oder primitiveren Vorrichtungen, bei denen die Gießpfanne wie jede andere Last einfach an einen normalen Kran gehängt, verfahren und durch Hand gekippt wird, kann man den Existenzbeginn des Spezialgießkranes für Stahlwerke von jener Zeit an rechnen, wo mit Einführung der elektrischen Antriebsweise[12]) die Ausgestaltung des Hebezeuges seiner besonderen Bestimmung, namentlich hinsichtlich einer sicheren und ruhigen Bewegung der Pfanne, angepaßt wurde.

In diesem Bestreben ging man anfangs dazu über, das Pendeln der an vertikal von der Winde herabgeführten Seilen hängenden Pfanne dadurch zu mildern, daß man die tragenden Seiltrume von der Unterflasche schräg nach oben zur Trommel leitete, wie es z. B. Fig. 13 erkennen läßt.

Das Kippen der Pfanne wird bei derartigen Gießkranen gewöhnlich von einer auf der Laufkatze montierten Hilfswinde besorgt, deren Haken an einer unteren Pfannenöse angreift, und deren Steuerung zweckmäßig auch von dem meist seitlichen Kranführerstand aus erfolgt. Auf diese Art ist unter Vermeidung des sonst üblichen Kippens der Pfanne durch Handschneckengetriebe die ganze Bedienung des Kranes vorteilhaft auf eine Stelle und auf einen Mann beschränkt. Die sonstige konstruktive Durchbildung der Gießkrane dieser Gruppe unterscheidet sich nicht von der bekannten normaler moderner Laufkrane, wie dieselben denn auch nach Abhängen der Hubtraverse ohne weiteres als solche benutzt werden können.

Die allgemein mehr und mehr geforderten hohen Arbeitsgeschwindigkeiten, namentlich der Fahrbewegung von Kranen, ließen bei den Gießkranen in Rücksicht besonders auf die Eigenart der heißflüssigen Last oft selbst die veränderte lose Einhängung des Kübels an schräggeführten Seilen als nicht mehr genügend erscheinen, um so weniger, als hierbei einem Pendeln der Pfanne meist auch nur in der den schrägen Tragseilen gemeinsamen Ebene — in Richtung des Querfahrens — vorgebeugt werden sollte.

Diese Ueberlegungen führten bei heutigen Längsfahrgeschwindigkeiten von 80 bis 100 m und mehr zur Konstruktion der modernen „Gießkrane mit starrer Pfannenführung“, deren Merkmal in der Anordnung eines an der Laufkatze befestigten schmiedeisernen Hängegerüstes besteht, längs dessen die Pfanne unter Vermittlung einer Führungstraverse nur vertikal verschieblich ist (s. z. B. Fig. 14).

(Fortsetzung folgt.)

[12]) Auch bei den Gießkranen scheint übrigens stellenweise eine ähnliche Ansicht über die besondere Zweckmäßigkeit des hydraulischen Hebens wie bei den Gießwagen geherrscht zu haben; vgl. die elektrisch-hydraulischen Laufkrane in „Stahl und Eisen“, 1901, S. 1103 u. 1902, S. 716.

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907 (s. d. Bd. S. 278).

Von k. k. landw. techn. Konsulent **A. Stift** (Wien).

(Fortsetzung von S. 669 d. Bd.)

Die Konstruktion eines neuen *Kalkmilchgefäßes* liegt von *Leclerc*[30]) vor. Es hat den Zweck, den Säften den gewünschten Prozentsatz an trockenem Kalk (Ca O) hinzuzufügen. Fig. 19 veranschaulicht die Seitenansicht, Fig. 20 die Endansicht des Meßgefäßes und die Fig. 21 und 22 stellen die Längs- und Querschnitte dar.

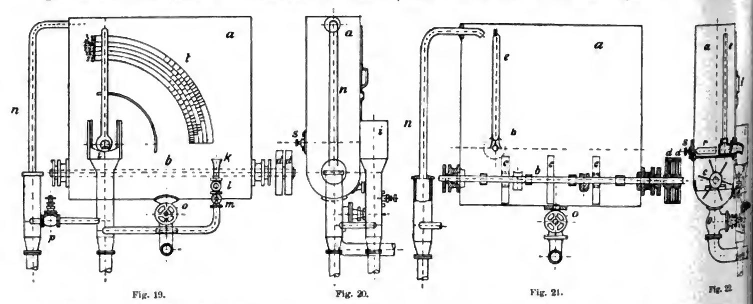


Fig. 19. Fig. 20. Fig. 21. Fig. 22.

Das Meßgefäß besteht aus dem eisernen Kasten *a* mit einem halbzylindrischen Boden. Im Innern des Kastens dreht sich die Welle *b* mit den Flügeln *c, c, c*; auf dieser Welle befinden sich zwei Scheiben *d, d*, von denen die eine eine Leerlaufscheibe ist. Die Welle wird von der Transmission in Bewegung gesetzt. Im Innern des Kastens *a* befindet sich das Abflußrohr *e*, welches mittels des Hebels *f* bewegt wird und (ebenso wie auch der

[30]) Zentralblatt für die Zuckerindustrie 1907, 15. Jahrgang, S. 594.

Hebel) an dem konusartigen hohlen Pfropfen *g*, der sorgfältig im Neste *h* angeschliffen ist, wie ein gewöhnlicher Hahn befestigt ist. An der Seite des Kastens *a* ist der Trichter *i* angebracht, in den beim Abmessen die überflüssige Kalkmilch aus dem Meßgefäß abgelassen wird und der mittels eines Rohres mit dem Gefäße, aus welchem die Pumpe die Kalkmilch saugt, verbunden ist. Das Probierröhrchen *k* zum Abmessen der Dichte der Milch wird mittels des Ventils oder Hahnes *l* gefüllt, und mittels des Ventils oder Hahnes *m* entleert; *s* ist das Ablaßventil (vom Meßgefäß zu den Saturationspfannen), *n* ist das Erwärmungsrohr (von der Pumpe zum Meßgefäß), *p* das Ventil, welches beim Füllen des Meßgefäßes mit Kalkmilch geschlossen und nach dem Abmessen derselben geöffnet wird, *r* eine eiserne Stange, welche an den Pfropfen *g* festgeschraubt ist, *s* eine Schraube zum Andrücken der Stange *r*, wodurch eine gute Dichtung des Pfropfens *g* im Neste *h* erzielt wird und *t* schließlich ist eine Skala mit Teilungen. Die Größe des Meßgefäßes ist nicht die gleiche für alle Fabriken, sondern hängt von der Höhe des Diffusionsabzuges, von der Dichte des Diffusionssaftes bei der Normaltemperatur 17,5 ° C, von der Temperatur des Diffusionssaftes beim Verlassen des Vorwärmers oder beim Eintritt in das Saturationsgefäß, von der angewendeten Kalkmenge und schließlich von der Dichte der Kalkmilch ab. Die Arbeit mit dem Meßgefäß vollzieht sich in folgender Weise: Ist das Saturationsgefäß mit Saft gefüllt, so öffnet der Arbeiter beim Meßgefäß das Ventil *p*, mißt die Dichte der im Meßgefäß befindlichen Kalkmilch und stellt den Hebel *f* auf den gewünschten Grad. Die ganze überflüssige Kalkmilch fließt durch den Trichter *i* ab; ist dies geschehen, so wird das Abflußventil *o* geöffnet und die im Meßgefäß gebliebene Kalkmilch in das Saturationsgefäß abfließen gelassen. Das Meßgefäß hat in einer russischen Zuckerfabrik die ganze Kampagne tadellos gearbeitet.

Vor einiger Zeit hat *Stolc* eine *Wage zum Wägen und selbsttätigen Regulieren des Abzuges des Diffusionssaftes* auf Grund des Gewichtes des gesamten abgezogenen Saftes für eine Batterie von 16 Körpern zu je 65 hl ausführen lassen, die sich in der Praxis bestens bewährt hat. *Stolc* hat nun diese Wage nach der Richtung hin modifiziert, daß sie die Flüssigkeiten nach dem Gehalt ihrer Trockensubstanz abwägt, so daß jede einzelne Abwage eine Flüssigkeitsmenge angibt, die stets eine und dieselbe Menge aufgelöster oder beigemischter fester Substanz (Trockensubstanz) enthält, auf die die Wage eingestellt ist, mag die Dichte der gewogenen Flüssigkeit was immer für eine sein. Nach der Beschreibung von *Turek*[31]) besteht diese Wage, wie aus den Fig. 23 und 24 ersichtlich ist, aus dem blechernen Behälter *A*, welcher nach Art der Brücke der Zentesimalwagen in parallel wagerecht laufenden Prismenhäkchen eingehängt und durch den Zylinder *D* am Ende des Wagebalkens *E* austariert ist. Der Zylinder *D* ist in Wasser oder eine andere Flüssigkeit in das Gefäß *H* getaucht; steigt also der Wagebalken *E*, so taucht der Schwimmer *D* aus der Flüssigkeit heraus und nimmt sein Gewicht um das der früher verdrängten Flüssigkeit zu, hierdurch gleicht er die Gewichtszunahme der Flüssigkeit beim Füllen des Gefäßes *A* aus und dient zugleich als Bremse, indem er das Schaukeln des Wagebalkens *E* verhindert. Letzterer ist mit einem Zeiger versehen, welcher auf einer weithin sichtbaren Skala das Gewicht der abgemessenen Flüssigkeit anzeigt. Der gleichachsig mit dem Wagebalken *E* sich drehende Hebel *J* trägt den auf einen Draht aufgehängten Schwimmer *L*, welcher auf der Oberfläche der Flüssigkeit in dem Gefäß *A* schwimmt und in seiner Mitte den Ausschalter *i* für das Einlaßventil besitzt. Die Bewegung des Wagebalkens *E* und des Hebels *J* ist durch die Konstruktion der Wage derart angeordnet, daß ein richtiges Abmessen resp. Abwägen der Flüssigkeit erzielt ist, wenn die Achsen des Wagebalkens *E* und des Hebels *J* sich

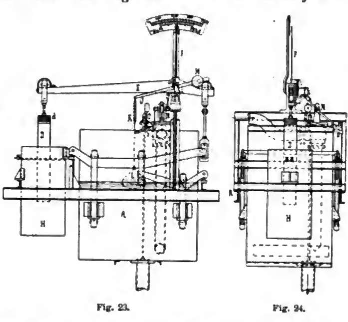


Fig. 23. Fig. 24.

decken und das Ventil *n* geschlossen wird; der Zeiger *F* gibt dann die Dichte der gewogenen Flüssigkeit unmittelbar in Graden *Balling* oder *Beaumé* an. Die Menge der Trockensubstanz, die die einzeln abgewogene Flüssigkeitsmenge enthalten soll, läst sich durch entsprechendes Verschieben des Hakens *K* des Gegengewichtes *M* und Wahl des Gewichtes *d* beliebig in den Grenzen, für welche die Wage konstruiert ist (1—5fache Menge) bestimmen. Die Flüssigkeit wird ähnlich wie bei der oben erwähnten Diffusionswage durch das sich selbsttätig schließende Ventil *n* zugeführt, welches von sehr einfacher und vollkommen zuverlässiger Konstruktion ist, und das Schließen geschieht ohne Benutzung der elektrischen Batterie ganz selbsttätig, wenn beide Wagebalken sich decken. Durch das Rohr *N* wird die Flüssigkeit bis zum Boden des Gefäßes *A* geführt, damit sie nicht schäumt und nicht heftig aufstößt. Das Ablassen der Flüssigkeit erfolgt durch das von oben zugängliche Ventil *O*, und die Hebel des Einlaß- und Ablaßventils sind so eingerichtet, daß, so lange ein Ventil geöffnet ist, nicht zugleich das zweite geöffnet werden kann, so daß ein Irrtum des Arbeiters völlig ausgeschlossen ist und die Wage von jedem ungeübten Arbeiter bedient werden kann. Diese Wage ist besonders dort zu empfehlen, wo es sich um das genaue Abwägen von Flüssigkeiten oder Mischungen oder um Feststellung der Trockensubstanzmenge in der für eine bestimmte Zeit zu verarbeitenden Flüssigkeit handelt. So eignet sie sich zum Wägen von Kalkmilch nach deren Gehalt an Kalziumoxyd von 15—18 ° *Beaumé*, ferner zum Wägen von Natron- oder Kalilaugen, von Abläufen der Zentrifugen nach dem Zuckergehalte, ferner der Deckkläre usw. Die beschriebene Wage ist in ihren konstruktiven Teilen mit der Diffusionswage fast ganz übereinstimmend, ein Unterschied besteht jedoch in der Dimensionierung des Schwimmers *D* und der Gegengewichte, so daß die Diffusionswage nach einem im voraus bestimmten Verhältnis mehr dickere Säfte und weniger dünnere abwägt und bei der Funktionierung der Wage zuerst der mit dem Wagebalken *E* verbundene Zeiger in Tätigkeit tritt und der das Volumen der Flüssigkeit angebende Zeiger jenen einholt, bis sie bei richtigem Abmaß sich decken, während bei der, die Flüssigkeit nach der Trockensubstanz wägenden Wage der Hebel des Vo-

[31]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen 1907, 31. Jahrgang, S. 260.

lumenmechanismus vorausgeht und der mit dem Wagebalken zusammenhängende und das Gewicht der Flüssigkeit anzeigende Zeiger jenen einholt, und wie in ersterem Falle ist das gewünschte Abmaß erzielt, wenn sich beide Wagebalken decken. Anschließend an die Mitteilungen von *Turek* bemerkt *Stolc*, daß die Empfindlichkeit seiner Wage ebenso groß sein kann wie bei der Dezimalwage, nur daß diese Konstruktion nicht nur Wage, sondern auch ein Regulator ist. Der Zweck dieser, auf rein wissenschaftlicher Grundlage konstruierten Wage ist der, die Diffusion zu regeln. Während der ursprüngliche Meßapparat *Cerny-Stolc* etwas schwerfällig und nicht leicht zu begreifen war, ist die neue Konstruktion viel einfacher und hat sich auch im Betriebe bereits vollkommen bewährt.

Die Konstruktion einer *genauen Meßvorrichtung für den Diffusionssaft* liegt auch von *Macas* vor, worüber *Havelka* und *Mész*[32]) berichten. Diese Meßvorrichtung, auf den bisherigen Prinzipien der Volumen-Meßgefäße beruhend, enthält absolut keine beweglichen Mechanismen und kann mit geringem Aufwand aus den bestehenden Meßgefäßen hergestellt werden. Die Meßvorrichtung (Fig. 25 und 26) ist ein viereckiges, durch eine Querwand geteiltes Gefäß und bildet demnach zwei einfache Meßgefäße, welche abwechselnd angefüllt und abgelassen werden. In den Stirnwänden der beiden Abteilungen A A_1 befinden sich viereckige, längliche Oeffnungen, welche mit verschiebbaren Schleusen b, b_1 verdeckt sind. Diese Schleusen sind mit Ueberfallöffnungen a a_1 versehen. Wenn sich die Unterkante dieser Oeffnungen in der untersten Lage der Schleuse befindet, so entspricht dies einem 100prozentigen, wenn in der obersten, einem 120prozentigen Abzug. Die Schleusen b b_1 sind mit Seitenrahmen versehen und können mittels Schraubenspindeln genau eingestellt werden. Außerdem sind die Schleusen mit Skalen i i_1 versehen, auf denen die Zeiger

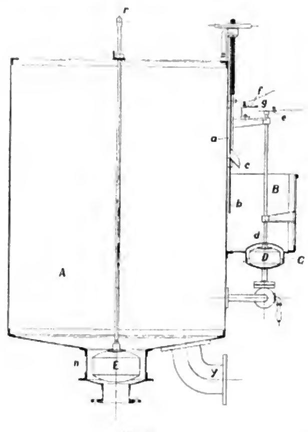


Fig. 25.

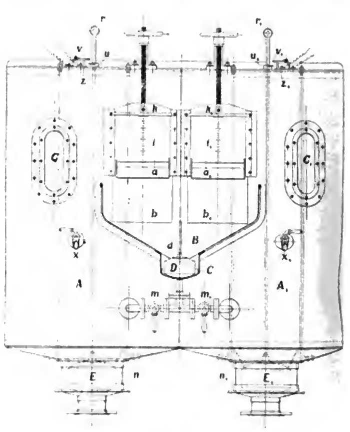
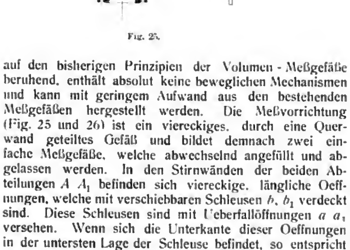


Fig. 26.



k k_1 das abgezogene Saftquantum unmittelbar in Hektolitern und Litern angeben. Unter den beiden Ueberfallöffnungen befindet sich die gemeinsame Rinne B mit dem Stutzen C an unterster Stelle, samt Schwimmer D, der an der Stange d geführt ist. Der Stutzen C ist mittels Kreuzstück und Hähnen m m_1 mit beiden Metallgefäßabteilungen verbunden. An der Stirnwand des Meßapparates sind ferner Schaugläser in demselben Niveau wie die Ueberfallöffnungen angebracht, damit es sichtbar ist, wenn der Abzug zu Ende geht. Ferner sind zwei Thermometer zur Ablesung der Temperatur des abgezogenen Saftes angebracht. Die Arbeit mit dem Apparat geht in folgender Weise vor sich: Sobald der Saftspiegel des abgezogenen Saftes die Höhe der Unterkante der Ueberfallöffnung erreicht hat, läuft etwas Saft in die Rinne B über, wodurch der Arbeiter gemahnt wird, das Einlaßmomentanventil zu schließen. Gleichzeitig hebt die übergelaufene geringe Saftmenge den Schwimmer D, wodurch der Kontakt der Elektrizitätsleitung e f geschlossen wird und das Klingeln die Vollziehung des vorgeschriebenen Abzuges anzeigt. Hierauf wartet der Arbeiter einige Sekunden, bis der Ueberfallsaft zu fließen aufhört, und läßt den Meßgefäßinhalt in den Diffusionssammler ab. Die hierzu dienenden Abflußventile sind gewöhnliche Ventile mit Schraubenspindeln. Die übergelaufene, gewöhnlich etwa 5 Liter betragende Saftmenge wird nach jedem Abzuge durch Hahn m in die zweite leere Meßhälfte auf Rechnung des nächsten Abzuges abgelassen. Um ein Schließen des Meßgefäßes vor dessen vollkommener Entleerung hintanzuhalten, ist das Meßgefäß mit folgender Einrichtung versehen: Die Böden beider Abteilungen sind vertieft und in ihren untersten Teilen befinden sich Ablaßstutzen n n_1 mit Schwimmern E E_1; diese Schwimmer haben lange Stiele und werden in zwei Stangen geführt. Die an den Stielenden angebrachten Oesen r r_1 sind mit Ketten samt Gewichten verbunden, wodurch der Saftstand an einer an der Diffusionsbatterie gut ersichtlichen Skala angegeben wird. Beim Ablassen des Saftes sinkt der Schwimmer E so lange, bis

[32]) Zeitschrift f. Zuckerindustrie in Böhmen 1907, 31. Jahrg., S. 354.

der am Schwimmerstiel angebrachte Taster *u* den Kontakt *v z* berührt und die elektrische Glocke das Zeichen gibt, daß das Meßgefäß bis auf einen geringen, im Stutzenende befindlichen Rest entleert ist. Bevor der Arbeiter das Ablaßventil geschlossen hat, läuft auch dieser letzte Rest ab. Das Meßgefäß kontrolliert bei genau bestimmtem Zuckergehalte der Rübe die Füllung und umgekehrt wieder bei genauer Füllung den Zuckergehalt der Rübe und hat sich in der Praxis bereits bestens bewährt.

(Fortsetzung folgt.)

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Galvanometer. (*Richard.*) Um den Meßbereich eines Drehspulen-Amperemeters für ein Vielfaches des mittleren Stromes, wenn auch bei geringerer Empfindlichkeit, zu vergrößern, ist an dem Instrumentzeiger eine Spiralfeder mit einem Ende befestigt. Das andere Ende bewegt sich frei, so lange der Zeiger Stromstärken bis beispielsweise 100 Amp. anzeigt; bei weiterem Ausschlagen des Zeigers stößt die Feder gegen einen Anschlag, so daß sie gespannt werden muß. Für die gleiche Stromstärkesteigerung ist infolgedessen der Ausschlag bei Werten über 100 Amp. wesentlich kleiner, so daß das Instrument auf dem letzteren Teil der Skala bis 300 Amp. anzeigen kann. (L' Industrie électrique 1907. S. 203.) *Pr.*

Elektrizitätszähler. Die *Compagnie des Compteurs* verwendet zu den Ankern Aluminiumscheiben, die die Eigenschaft haben, daß sich ihr Widerstand mit der Temperatur stark ändert. Um dies auszugleichen, hat sie auf dem Magnetkörper einen magnetischen Nebenschluß angebracht, der aus einer Stahl-Nickellegierung besteht. Letztere ändert mit der Temperatur ihre Permeabilität sehr stark und wird bei 120° unmagnetisch. Infolgedessen wird bei sinkender Temperatur der Nebenschluß besser leiten und das Hauptfeld geschwächt; dadurch wird die entsprechende Vergrößerung der elektrischen Leitfähigkeit der Aluminiumscheiben ausgeglichen. (L' Industrie électrique 1907, S. 203—204.) *Pr.*

Elektrizitätszähler. (*Wagmüller.*) Da der Pauschaltarif einem Elektrizitätswerke eine gleichmäßige monatliche Einnahme während des ganzen Jahres gewährleistet, besitzt er einen gewissen Vorteil. Er nötigt jedoch zu einer Ueberwachung der Stromentnahme. Vom kaufmännischen Standpunkte ist es nun aber verfehlt, dem Abnehmer Schranken zu setzen und sich damit die Möglichkeit eines erhöhten Absatzes zu nehmen. Daher wird der folgende, einfach gebaute Zähler empfohlen, der nur den ein gewisses Maß übersteigenden Strom verzeichnet.

Im Streufeld eines permanenten Magneten läuft mit gleichbleibender Geschwindigkeit (8 Umdreh. i. d. Min.) ein Anker um, der bei der Schaltung im Nebenschluß einen Strom von etwa 9 Milliampere verbraucht. Dieser Anker treibt mittels elastischer Kupplung und Zahnradübersetzung eine Scheibe aus Aluminium an. Gegen die letztere wird ein beispielsweise bei Planimetern bereits in ähnlicher Weise verwendetes Meßrädchen gedrückt, welches in einem Rahmen gelagert ist und durch Federkraft gegen einen derart sitzenden Anschlag gepreßt wird, daß es sich gegen den Mittelpunkt der Aluminiumscheibe anlegt. An dem Rahmen ist ferner ein Eisenkern befestigt, den ein vom Verbrauchsstrom durchflossenes Solenoid entgegen der Federkraft nach abwärts zu ziehen sucht. Eine derartige Bewegung beginnt jedoch erst, wenn der Verbrauchsstrom die Pauschalgrenze überschreitet. Je mehr der Strom anwächst, desto mehr wird das Rädchen vom Mittelpunkte der Scheibe entfernt. Im selben Sinne ändert sich aber auch die Umdrehungszahl des Rädchens, die mittels geeigneter Uebersetzung von einem Zählwerke vermerkt wird.

Um die Verstellung des Rädchens bei Belastungsschwankungen zu erleichtern, ist noch eine einfache Erschütterungsvorrichtung angebracht. Sie besteht darin, daß die Welle, auf welcher die Aluminiumscheibe sitzt, mit einem exzentrisch sitzenden Stift gegen eine mit einem halben Schraubengang versehene Buchse gedrückt wird. Infolgedessen springt die Welle bei jeder Umdrehung um die Höhe des Schraubenganges seitwärts und das hierbei etwas abgeschleuderte Meßrädchen kann sich vollkommen frei in die dem jeweiligen Stromverbrauch entsprechende Lage einstellen. (Elektrotechn. Zeitschr. 1907, S. 781—782.) *Pr.*

Vergleichsphotometer. (*Williams.*) Zur Messung der Helligkeit einer beleuchteten Fläche wird diese durch eine halbkreisförmige Oeffnung unmittelbar beobachtet. Das Licht einer kleinen elektrischen Vergleichslampe, die in dem Instrument angebracht ist, fällt durch eine ebenfalls halbkreisförmige Oeffnung auf ein Prisma, welches diese Lichtstrahlen den zu untersuchenden parallel richtet. Das Auge des Beobachters sieht dann einen kreisförmigen, leuchtenden Fleck, der je zur Hälfte durch das zu untersuchende Licht und durch die Vergleichslampe erhellt ist. In jeden der Strahlengänge kann ein Glasstreifen einer photographischen Platte eingeschaltet werden, dessen Durchsichtigkeit von einem Ende zum anderen hin allmählich abnimmt und der am Rande mit Zahlen versehen ist, die die Beleuchtung der zu untersuchenden Fläche im Vergleich zu einer Normalbeleuchtung angeben. Um das Instrument zur Messung der Straßenbeleuchtung zu verwenden, wird empfohlen, an der zu untersuchenden Stelle die Beleuchtung eines Stückes weißen Kartonpapieres mittels des Instrumentes zu prüfen. (Electrical World 1907, Bd. 11, S. 287.) *Pr.*

Brückenbau.

Erneuerung der Eisenbahnelbbrücke bei Magdeburg in Zugpausen. (*Zipler.*) Die eisernen Ueberbauten der Elbbrücke bei Magdeburg im Zuge der Eisenbahnlinie Berlin—Magdeburg mußten, da sie den neueren Belastungsannahmen nicht mehr genügen, durch stärkere ersetzt werden. Zehn zweigleisige Ueberbauten von 33, und fünf von 66 m Spannweite wurden in den erreichbaren Zugpausen von je etwa zwei Stunden ausgewechselt. Der neue Ueberbau stand fertig auf einem neben der alten Brücke errichteten Baugerüst auf vier kleinen, vierachsigen Wagen, die auf quer zur Brückenachse errichteten Verschubbahnen fahrbar waren. Die Verschubbahnen bestanden aus je zwei *Differdinger*-Trägern von 75 cm Profilhöhe, auf denen mittels Schwellen die eigentlichen Laufschienen ruhten. Der alte Ueberbau wurde mittels der in der Mitte der Verschubwagen befestigten Druckwasserpressen von seinen Auflagern abgehoben und von den Wagen aufgenommen. Die auf derselben Verschubbahn befindlichen Wagen zur Verschiebung des alten sowie des neuen Ueberbaues waren sämtlich mit einander gekuppelt, durch eine elektrisch betriebene Winde wurden die Wagen in 19 Min. den 13 m langen Verschubweg gezogen, sodann wurde der neue Träger mitsamt den Auflagern auf die vorher gleichfalls erneuerten Auflagersteine niedergelassen. Der alte Ueberbau wurde auf ein leichteres Nebengerüst gesetzt, um dort zerlegt zu werden. Sofort nach Anschluß der Gleise befuhren die Probebelastungsmaschinen die Brücke. (Zentralblatt der Bauverwaltung 1907, S. 382—383.) *S.*

Eisenbahnwesen.

Akkumulatorenwagen. (*Zehme.*) Auf den *Königlich Bayerischen - Pfälzischen Eisenbahnen* werden nach einem im Jahre 1895 begonnenen Probebetrieb zur Zeit auf zehn Linien von rd. 135 km Gesamtlänge Akkumulatorenwagen verwendet. Die

Wagen laufen auf zwei zweiachsigen Drehgestellen und haben durch einen Mittelgang verbundene Abteile mit insgesamt 70 Sitzplätzen.

Auch die *Preußisch-Hessische Staatsbahn-Verwaltung* hat bereits im *Mainzer Vorortverkehr* auf drei Linien fünf Wagen laufen, die je sechs Abteile mit zehn Sitzplätzen haben und somit insgesamt 60 Personen fassen. Die Wagen machen Pendelfahrten und sollen nur der Beförderung von Personen nebst deren Handgepäck dienen. Die Akkumulatoren sind nach dem Vorbilde der *Pfälzischen Eisenbahnen* unter den aufklappbaren Sitzbänken untergebracht. Ferner hat die Verwaltung 27 neue Wagen in Auftrag gegeben, die als kurzgekuppelte Doppelwagen mit Sitzplätzen für 100 Personen gebaut werden sollen. Jeder Halbwagen ist hierbei 12 m lang, ruht auf zwei 9,2 m voneinander entfernten Achsen und trägt an einem Ende in einem 2,7 m langen und 2,45 m breiten Kasten die Akkumulatorenbatterie. Durch diese Anordnung der Batterie wird vermieden, daß beim Laden Säuredämpfe in den Wagen gelangen, ferner ist man in der Anordnung der Sitzbänke nicht beschränkt und kann unter ihnen ohne Schwierigkeit eine ausreichende Preßkohlenheizung einbauen. Die Batterien bestehen aus je 180 Elementen und wiegen zum Teil 10 t und zum Teil 15 t und liefern Energie für 70 und 100 Wagenkilometer. Der elektrische Antrieb der Wagen bietet nichts bemerkenswertes. Zum Bremsen ist außer der Handbremse eine Solenoidbremse vorgesehen, die in Notfällen auch von den Reisenden angestellt werden kann. Signale werden mit einer elektromagnetischen Huppe gegeben. Die Beleuchtung der Wagen erfolgt mittels *Zirkon*lampen.

Zum Aufladen der Akkumulatoren dient eine von einem *Diesel*-Motor angetriebene 75 Kilowatt-Maschine, die zur Aufladung eines Wagens ausreicht. Der Fahrplan ist so aufgestellt, daß ständig ein Wagen zum Laden bereit steht. Als Reserve für die Lademaschine ist ein über einen Transformator an das Bahnhofsnetz angeschlossener Drehstrom-Gleichstrom-Umformer vorgesehen.

Es wird damit gerechnet, daß eine Kilowattstunde 5 Pfg. kosten wird, wenn die Wagenführer bei der Ladung ihrer Wagen die Wartung der Maschinen im Kraftwerk übernehmen. Mit diesen Stromkosten sowie den Unterhaltungskosten der Akkumulatoren mit 8 Pfg. f. d. Wagenkilometer werden sich die gesamten Betriebsausgaben bei den älteren Wagen auf 35 Pfg. f. d. Wagenkilometer und auf 50 Pfg. f. d. Wagenkilometer bei den neuen Wagen stellen, so daß bei einem Fahrpreis von 2 Pfg. f. d. Kilometer und bei etwa 25 v. H. Platzausnutzung bereits die Betriebsausgaben gedeckt werden. Die Unterhaltung und Erneuerung der Batterien, bei denen für die positiven Platten eine Lebensdauer von 120000 km und der negativen Platten eine solche von 80000 km gerechnet wird, ist der Lieferantin, der *Akkumulatorenfabr.k A.-G.*, gegen eine feste Vergütigung für jeden geleisteten Wagenkilometer übertragen worden. (Elektrotechnische Zeitschr. 1907, S. 791—795.) *Pr.*

Betriebsergebnisse der dänischen Staatsbahnen. (*Schulze.*) Nachdem in den Ueberschüssen der dänischen Staatsbahnen von 1896 bis 1902 ein ständiger Rückgang von etwa 5 Mill. Kr. Ueberschuß bis auf etwa 150000 Kr. Mindereinnahme eingetreten war, sind in den letzten Jahren wieder gesteigerte Ueberschüsse (1905 etwa 8 Mill. Kr.) erzielt worden. 1903 waren durch Gesetz die Personen- und Gütertarife erhöht, ferner war dem Bahnpersonal ein Anteil an den Erträgnissen der Staatsbahn bewilligt worden, der 1905 mehr als 1 Mill. Kr. betrug. Von 1902 bis 1905 hat die Gesamtzahl der beförderten Personen nur wenig zugenommen (1905: etwa 19½ Mill.), dagegen hat die Zahl der in der I. Klasse beförderten erheblich, der in der II. Klasse etwas abgenommen, die Zahl der Reisenden in III. Klasse hat zugenommen; die Einnahmen sind jedoch für alle drei Klassen gestiegen. Die Personenfrequenz ist seit Erhöhung der Fahrpreise um 4 v. H. gestiegen, dagegen die Einnahme aus dem Personenverkehr für den Personenwagenkilometer berechnet nur um den der Erhöhung der Fahrpreise entsprechenden Durchschnittssatz. Die Platzausnutzung betrug nur etwa 25 v. H., die Ausnutzung der Güterwagen ist von 33 v. H. auf 36 v. H. der Tragfähigkeit gestiegen. Die Berechnung der auf das Platzkilometer entfallenden Durchschnittseinnahme liefert für die I. Klasse ein sehr ungünstiges Ergebnis. Der Durchschnittsertrag in 1905 betrug 287 Kr. für den Platz, davon 246 Kr. für I. Klasse, 426 Kr. für II. Klasse, 259 Kr. für III. Klasse, IV. Klasse ist nicht vorhanden; dabei sind die Kosten für Unterhaltung und Beförderung eines Platzes I. Klasse doppelt so hoch, wie für III. Klasse. Die Gütertarife wurden 1903 um 5—6 v. H. erhöht; 1905 brachte das Tonnenkilometer 5,175 Pfg. (in Preußen 3,55 Pfg.), die gesamte Frachteinnahme ist von 1902 bis 1905 um etwa 27 v. H. gestiegen. Die Tatsache, daß die Einnahmen für das Wagenachskilometer seit 1902 um etwa 17 v. H., die Ausgaben für das Wagenachskilometer nur um 1,28 v. H. gestiegen sind, weist darauf hin, daß die Gewährung von Gewinnanteilen an das Bahnpersonal eine wirtschaftlich zweckentsprechende Maßnahme gewesen ist. Der Betriebskoeffizient (Verhältnis der Ausgabe zu den Einnahmen) ist von 1902 bis 1905 von 89,6 v. H. auf 77,7 v. H. gesunken, jedoch gegenüber Preußen (59,75 v. H. bis 60,62 v. H.) noch reichlich hoch. (Zeitung d. Ver. deutscher Eisenbahnverwaltungen 1907, S. 793—795.) *S.*

Wechselstrombahnen. (*Sahulka.*) Der Verfasser schlägt vor, sowohl den Anker als auch das Feld eines Motors drehbar zu lagern, so daß der Anker beispielsweise die Laufachse und und das Feld eine Gleichstrom-Nebenschlußdynamo antreibt, die Strom zur Speisung eines gleichfalls die Laufachse antreibenden Gleichstrommotors liefert. Das Anfahren kann hierbei allein durch Aenderung der Erregung der Nebenschlußdynamo geregelt werden, so daß keine vom Hauptstrom durchflossenen Regulierwiderstände benötigt werden. Die Anordnung ermöglicht ferner die Rückgewinnung von Energie bei der Talfahrt.

Bei einer weiteren vom Verfasser vorgeschlagenen Anordnung wird aus der Fahrleitung ein Induktionsmotor gespeist, der als Perioden- und Spannungsumformer gleichzeitig arbeitet und den Antriebsstrom für die auf die Laufachse wirkenden Motoren liefert. Den letzteren wird der Strom beim Anfahren mit allmählich steigender Spannung und Periodenzahl zugeführt. Hierzu wird der Umformer mehr und mehr abgebremst, bis sein Anker am Schlusse der Anlaufperiode stillsteht, und er somit nur noch als ruhender Transformator wirkt. Zu dieser Bremsung kann eine Wirbelstrombremse benutzt werden, die gleichzeitig als Kupplung Energie auf die zu treibende Achse überträgt. Auch bei dieser Anordnung ist Rückgewinnung der Energie bei Talfahrt möglich. Die Wirkungsweise des als Umformer dienenden Induktionsmotors wird an der Hand von Schaulinien näher erläutert. (Elektrotechnische Zeitschr. 1907, S. 852—854.) *Pr.*

Materialienkunde.

Wärmespannungen und Rißbildungen. (*Sulzer.*) Ueber die Entstehungsart der Wärmespannungen und der durch sie hervorgerufenen Rißbildungen mangelt den Anschauungen in der Regel die Klarheit und man schiebt manchen Schaden an Maschinen auf das vielleicht tadellose Material. An doppelwandigen Gußzylindern lassen sich die typischen Wärmespannungsquerrisse anschaulich erklären. Die Rißbildung erfolgt, wenn die lineare Schwindung die Bruchdehnung des Materials erreicht und überschreitet. Bei Gußeisen geschieht dies durch einen Temperaturunterschied von ungefähr 150° C, wenn vorausgesetzt wird, daß die Enden eines Stabes unbeweglich sind. Dieses spröde Material zeigt die Wirkungen der Wärmespannungen in viel ausgeprägterem Maße als das zähere Flußeisen, wo in der Regel erst vielfach wiederholte Beanspruchung das Material langsam zerstört. Ein lehrreicher Fall ereignete sich an einem *Cornwall*-Kessel, der 1899 von *Sulzer*-Winterthur gekauft wurde. Die (mech. und chem.) Materialprüfung ergab, daß das Material keine Fehler aufwies; ebenso

einwandfrei war die Herstellungsweise. Dennoch wurden von 1905 an Verstemmungsarbeiten nötig. Die Untersuchung ergab, daß der Kessel lange Zeit überbeansprucht worden war und daß die aufgetretenen Risse weder Heiß- noch Härterisse, vielmehr durch Wärmespannungen hervorgerufen waren. — An den Nietstellen überdecken sich die Bleche; die Anordnung ähnelt der eines doppelwandigen Zylinders und es tritt eine Wärmestauung auf. Ein Temperaturunterschied in den beiden Blechen von 100° C reicht hin, um die beiden übereinanderliegenden Bleche wechselseitig bis zur Elastizitätsgrenze auf Zug und Druck zu beanspruchen. Das Material hatte nach mehr als siebenjährigem Betrieb, wie die nochmals vorgenommene Prüfung dartat, seine ursprünglichen Eigenschaften bewahrt. In diesem Falle hat also die übermäßige Ausnutzung der Maschine die Wärmespannungen zu einer gefährlichen Höhe ansteigen lassen. Ein Höherlegen der Elastizitätsgrenze und eine Verkleinerung des Elastizitätsmoduls könnte das Material widerstandsfähiger machen; der Ersatz der doppelten Rundnaht durch eine einfache ließe die Wärmestauung teilweise verhindern. (Schweiz. Bauztg. 1907, No. 4, und Zeitschr. d. Ver. Deutscher Ingenieure 1907, No. 30.) *A. L.*

Straßen- und Keinbahnen.

Bremsen-Reguliervorrichtung. (*Hildebrand.*) Die als *System Chaumont* bekannte Anordnung besteht aus einer Anzeigevorrichtung und einer Nachstellvorrichtung für die Bremse. Die Anzeigevorrichtung hat den Zweck, den Hub und damit die Abnutzung der Bremsklötze außen am Wagen durch einen zwangläufig mit der Druck- oder Zugstange des Krafterzeugers (Bremszylinder, Solenoid) verbundenen Zeiger kenntlich zu machen. Die Nachstellvorrichtung wirkt nicht auf die einzelnen Bremsklötze, sondern auf das Bremsgestänge und zwar wird der feste Punkt des Bremsgestänges (bei vierachsigen Wagen die festen Punkte beider Gestänge) mittels einer Hebelanordnung und einer Schraubenspindel verschoben. Zum Einstellen ist nur nötig, die Bremsklötze durch Drehen der auf der Schraubenspindel sitzenden Nachstellkurbel zum Anliegen zu bringen und dann um die ein für alle Mal festgestellte und zweckmäßig in der Nähe der Kurbel am Wagen angeschriebene Umdrehungszahl zurückzudrehen. Die Bremse ist dann auf dem richtigen Totgang eingestellt. Von besonderem Wert soll die Nachstellvorrichtung für Solenoidbremsen sein, da deren Kerne nur einen geringen Hub haben und deshalb eine häufigere Nachstellung der Bremsklötze erfordern. Die Nachstellvorrichtung ist mit günstigem Ergebnis von der *Belgischen Staatseisenbahn-Verwaltung*, der *Brüsseler Straßenbahn* und auch der *Pariser Untergrundbahn* verwendet worden. (Deutsche Straßen- und Kleinbahnzeitung 1907, S. 731—733.) *Pr.*

Schienenstoßverbindung. Der nach dem Erfinder *Melaun* benannte Schienenstoß wurde von der *Großen Berliner Straßenbahn* vor 6 Jahren in der *Potsdamerstraße* zuerst verwendet. Seit der Zeit sind etwa $25^1/_2$ Millionen Räder über jeden Schienenstoß gegangen bei einem Raddruck von etwa 2,9 t und einer durchschnittlichen Fahrgeschwindigkeit von 8—15 km/Std. Nach dieser außerordentlich großen Beanspruchung sind Schienen und Schienenstöße noch vollständig gut erhalten und die Fahrfläche der Kopflaschen ist mit der übrigen Schienenfläche durchaus gleichmäßig abgefahren. Die Stöße befahren sich noch ebenso ruhig wie am Tage der Inbetriebsetzung und es ist an denselben keinerlei Lockerung des ursprünglich festen Zusammenschlusses eingetreten. Die Laschenschrauben sind nach dem Einbau der Stöße noch niemals nachgezogen worden. Im Laufe dieses Jahres dürfte die Zahl der eingebauten *Melaun*schen Stoßverbindungen 100000 erreichen. (Deutsche Straßen- und Kleinbahnzeitung 1907, S. 738.) *Pr.*

Wasserbau.

Versenkung eines Dückerrohres in Dresden. (*Klette.*) Ein Mißerfolg bei Versenkung eines Dückerrohres von 2 m lichter Weite, das zur Ueberführung von Schmutzwässern vom linken Elbufer in Dresden nach der auf dem anderen Elbufer geplanten Reinigungsanlage dient, gibt Anlaß zur Schilderung des bei der Verlegung erfolgten Vorgehens. Das Tiefbauamt beabsichtigte zunächst, das Rohr in vier Teilen, die beiden Endstücke ansteigend, die Mittelstücke gradlinig, zu verlegen und die drei Anschlußstellen durch Taucher zu dichten. Die ausführende Firma verlegte das Rohr nach einem abgeänderten Plan in drei Stücken, einer Mittelstrecke von 122 m, und zwei Uferstrecken von 56 bezw. 52 m Länge. Die Mittelstrecke des Rohres wurde an der Versenkungsstelle aus zwei Teilen zusammengefügt, die Verbindung geschah durch Ringe, die über die mit Flanschansätzen versehenen Rohrenden geschoben und zusammengeschraubt wurden. Quer im Strom war eine Verlegungsrinne ausgebaggert, zur Sicherung der Lage des Rohres waren seitlich dieser Rinne drei Führungsböcke errichtet, zum Festhalten des Rohres an den Enden je ein größeres Bockgerüst, an dem die Rohrenden mittels Schraubenspindeln aufgehangen waren, um in dieser Weise abgelassen zu werden. Entgegen den Erwartungen senkte sich das Rohr nicht gleichmäßig, sondern bog sich unter dem in der Mitte sich ansammelnden Wasser durch, bis schließlich die Schraubenverbindung in der Rohrmitte nachgab und eine Hälfte des Rohres versank. Der Grund für den Mißerfolg wird in der mangelnden Festigkeit der Mittelverbindung gesucht, die an der Zusammenbaustelle mit unvollkommenen Hilfsmitteln hergestellt werden mußte, sowie ferner in ungleichmäßig erfolgter Absenkung. Ein zweites, in gleicher Weise versenktes Rohr für die Dresdener Dückeranlage, das nur 1,15 m l. W. hat, wurde ohne Anstand abgesenkt; die Mittelverbindung war durch Vermehrung der Schrauben verstärkt und die Mitte durch leere Petroleumfässer angehoben worden. Es gelang, die Verbindung des ersterwähnten Rohres wieder herzustellen, als Dichtung wurde ein Bleirohr von 35 mm Außendurchm. und 5 mm Wandstärke zwischen die Rohrflanschen gepreßt. (Zentralblatt der Bauverwaltung 1907, S. 380—382.) *S.*

Wasserkraftanlagen.

Die Geschwindigkeitsregulierung bei Wasserkraftanlagen mit großen Druckhöhen. (*Warren.*) Bei den nach dem *Pelton*-Prinzip arbeitenden Turbinen, denen das Kraftwasser in einem oder mehreren Strahlen tangential zugeführt wird, kann die mit der Leistungsregulierung verbundene Aenderung der Umlaufgeschwindigkeit entweder dadurch bewirkt werden, daß man einen Teil der zulaufenden Wassermenge an dem Laufrad vorbei fortleitet, oder den Austrittsquerschnitt der das Kraftwasser zuführenden Düse mit Hilfe eines darin verschiebbaren Nadelventils ändert. Die ersterwähnte Art der Regulierung ist nachteilig wegen der großen Kraftwasserverschwendung, die mit ihr verbunden ist, bei der zweiten Regulierungsart hingegen können namentlich in längeren Rohrleitungen bei plötzlichem Schluß der Düsenöffnung durch den Regulator außerordentlich hohe Drücke hervorgerufen werden, insbesondere wenn man von einer guten Turbinenregulierung verlangt, daß die Veränderung von Vollbelastung auf Leerlaufleistung nicht länger als $1^1/_2$—3 Sekunden in Anspruch nimmt. Unter Anwendung gewisser schnell öffnender aber langsam schließender Sicherheitsventile ist es nun allerdings möglich, Brüche von Druckleitungen infolge plötzlicher Stauung des Wassers durch den Regulator zu verhüten, eine Verbesserung des Reguliervorganges wird aber damit auch noch nicht erzielt, denn bei plötzlicher Zunahme der Belastung kann die Wassermasse zunächst nicht schnell genug nachfließen, so daß die Turbine wesentlich verzögert und die Düse durch den Regulator viel zu weit geöffnet wird. Infolgedessen wird, wenn die Wassersäule in der Druckleitung beschleunigt ist, zu viel Wasser auf die Turbinenschaufeln gelangen, so daß der Regulator abermals eingreifen und die Düse ganz absperren muß. In dieser Weise kann die Regulierung der Turbine ununterbrochen zwischen den beiden äußersten Grenzen hin- und herschwanken, ohne zur Ruhe zu kommen. Zwischen den beiden beschrie-

benen Regulierungsarten muß man also je nach den vorliegenden Umständen die Wahl treffen. Hat man genügend Wasser zur Verfügung, kann man die erste wählen, in jedem anderen Falle muß man sich mit geringerer Gleichförmigkeit begnügen, wenn man nicht, wie es manches Mal ausgeführt worden ist, die Anlage an eine zweite mit günstigeren Wasserverhältnissen anschließen und von den Schwankungen des Kraftbedarfes im Verteilungsnetz unabhängiger machen kann. Für die Vorausberechnung der bei einer gegebenen Regulierungsanlage erreichbaren geringsten Geschwindigkeitsunterschiede kann man die Formel

$$d = k \cdot \frac{t \cdot (N_1 - N_2)}{J \cdot S^2}$$

anwenden, worin d der Geschwindigkeitsunterschied in v. H. der mittleren Geschwindigkeit (Umdrehungen i. d. Min.), t die Zeit darstellt, die der Regulator zur Ausführung eines der Leistungsänderung $N_1 - N_2$ entsprechenden Hubes braucht, J das Trägheitsmoment der umlaufenden Massen und S die mittlere Zahl der Umdrehungen i. d. Min. Der Einfachheit halber kann man hier für t stets die dem vollen Regulatorhub entsprechende Zeit einsetzen, da die Geschwindigkeiten der Regulatormuffe für verschiedene Leistungsänderungen nicht immer gleich sind. Wenn es sich darum handelt, im Betrieb befindliche Anlagen auf die Güte ihrer Regulierung hin zu untersuchen, so bedient man sich am bequemsten eines Oscillographen und bestimmt die Phasenverschiebungen, die der gelieferte Strom gegenüber dem Stromkreis einer mit stets gleichbleibender Umdrehungszahl, also mit abgekuppeltem Regulator und gleichbleibender Düsenstellung laufenden Maschinengruppe erleidet, wobei man die Frequenz des Vergleichsstromes am zweckmäßigsten etwa 5 v. H. niedriger bemißt, als die mittlere Frequenz des Netzes. (The Engineering Record 1907, S. 240 bis 242.) *H.*

Wasserkraftanlage im Innern eines Staudammes. Die *Patapsco Electric and Manufacturing Company* in Ellicott City, Md. hat vor kurzem eines der eigenartigsten Wasserkraftwerke bei Ilchester fertiggestellt. Quer über den Potapsco-Fluß ist ein Staudamm von 66 m Länge, etwa 8 m Höhe und 12 m Sohlenbreite angelegt worden, der ganz aus Eisenbeton besteht und in seinem Innern eine 3 m hohe, 32,4 m lange und 8 m breite Kammer enthält. Der Damm ist nach der Abflußseite vollständig offen und das Wasser wird durch die Formgebung der Dammfläche in einem Fall an dieser Oeffnung vorbeigeleitet, derart, daß die Kammer im Innern des Dammes von dieser Seite durch Glasfenster Tageslicht erhalten kann. Um stets trockenen Fußes in die Kammer gelangen zu können, sind die Uferanschlüsse des Dammauerwerkes soweit überhöht, daß sie selbst bei höchstem Wasserstand nicht überflutet werden können, und in diesen Teilen sind die Zugangstreppen angelegt. Die Maschinenanlage im Innern des Dammes, die durch Verlängerung der Kammer noch wesentlich ausgebaut werden kann, umfaßt gegenwärtig zwei Leffel-Wasserräder von 864 mm Durchm. mit *Woodward*-Regulatoren, die mit 300 KW-Drehstromdynamos von 11 000 Volt Spannung, gebaut von der *Allis Chalmers Company* gekuppelt sind. Die Einlauföffnungen sind an der Vorderseite des Dammes, etwa 1,65 m unterhalb der Krone angebracht und mit den üblichen Steuer- und Schutzvorrichtungen versehen. Der Grundgedanke, auf dem diese Anlage beruht, ist zweifellos nachahmenswert; er weist den Weg, den man in allen denjenigen Fällen einschlagen muß, wo Grunderwerb an den Ufern des Wasserlaufes zu teuer oder unmöglich wäre. Daß der Bau eines solchen hohlen Dammes teurer wird, als derjenige eines gewöhnlichen Stauwerkes, wird durch die genannten Vorteile in vielen Fällen wettgemacht. (Electrical World 1907, S. 207–210.) *H.*

Bücherschau.

Die Bedeutung der chemischen Technik für das deutsche Wirtschaftsleben. Von Dr. *H. Großmann.* (Monographien über chemisch-technische Fabrikationsmethoden, Band III.) 140 Seiten 8⁰. Halle a. S., 1907. Knapp. Preis geh. M. 4,50.

Das treffliche Buch gibt, in sieben Kapitel gegliedert, eine gute Uebersicht über die Entwicklung und den Umfang der deutschen chemischen Großindustrie, die bestehenden Kartelle, die Rentabilität, die Bedeutung der Patente, die Arbeiterverhältnisse, die Schutzzölle usw. Im letzten Kapitel werden statistische Tabellen über die einzelnen Zweige der chemischen Industrie gegeben, aus denen man die Menge und den Wert von Einfuhr und Ausfuhr in den letzten Jahren ersieht. Der verbindende Text erläutert und belebt das trockene Zahlenmaterial in geschickter Weise. Ich kann das Buch allen Lesern warm empfehlen. *A.*

Die Zustandsgleichung der Gase und Flüssigkeiten und die Kontinuitätstheorie. Von Prof. Dr. *Kuenen.* (Die Wissenschaft, Heft 20.) 241 Seiten. Braunschweig. 1907. Vieweg & Sohn. Preis geh. M. 6,50, geb. M. 7,10.

Der Verfasser hat es auch in diesem Werke verstanden, ein schwieriges Gebiet der physikalischen Chemie durch knappe, klare Darstellung dem Fernerstehenden zu erschließen. Er macht von den Hilfsmitteln der höheren Mathematik einen möglichst sparsamen Gebrauch, um nicht durch endlose Rechnungen den Leser abzuschrecken. Jeder, der sich für das theoretisch wie praktisch wichtige Thema interessiert, wird in dem Buche reiche Belehrung und eine sichere Führung durch die mannigfachen Theorien finden. *A.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Encyclopédie Scientifique des Aide-Memoire Publiée sous la Direction. De *M. Léauté*, Membre de l'Institut. Les Aciers Spéciaux par *L. Revillon*, Ingenieur des arts Manufactures. Paris. Gauthier-Villars. Masson et Cie., Éditeurs, Libraires de l'Académie de Médecine.

Die Entwicklung, Bedeutung und Zukunft des Bergbaues und der Eisenindustrie. Von *Robert Schneider*, Bochum i. W. Selbstverlag des Verfassers.

Hilfsmittel für Eisenbetonberechnungen. Von *Ad. Jöhrens*, Beigeordneter in Solingen. Mit 22 Abb. und 11 lithographierten Tafeln in Farbendruck. Wiesbaden 1908. C. W. Kreidel. Preis geh. M. 4,60.

Messungen an elektrischen Maschinen. Apparate, Instrumente, Methoden, Schaltungen. Von *Rudolf Krause*, Ingenieur. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 178 Abb. Berlin 1907. Julius Springer. Preis geb. M. 5,—.

Die Untersuchung elektrischer Systeme auf Grundlage der Superpositionsprinzipien. Von Dr. *Herbert Hausrath*, Privatdozent an der Großherzoglichen Technischen Hochschule Fridericiana zu Karlsruhe. Mit 19 Abb. Berlin 1907. Julius Springer. Preis geh. M. 3,—.

Das praktische Jahr des Maschinenbauvolontärs. Ein Leitfaden für den Beginn der Ausbildung zum Ingenieur. Von Dipl.-Ing. *F. zur Nedden* Berlin 1907. Jul. Springer. Preis geh. M. 4,—, geb. M. 5,—.

DINGLERS POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 47. Berlin, 23. November 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

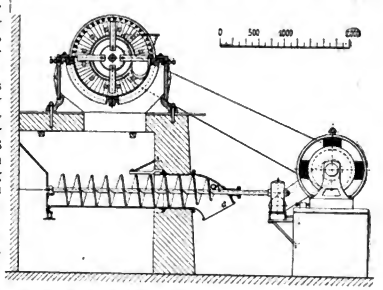
Die Vernichtung von Wertpapieren.

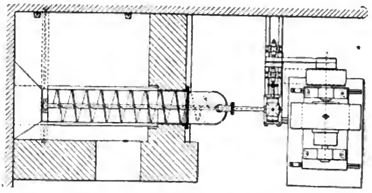
Von **Nicolaus**, Bauinspektor, Berlin-Reichsdruckerei.

Die Erzeugung von Papiergeld und geldwerten Drucksachen ist eine Aufgabe, die immer schwieriger wird, aber es macht auch große Schwierigkeiten, Wertpapiere, sei es in abgebrauchtem Zustande, sei es in Form des beim Druck entstandenen Ausschusses zu vernichten. Dem Verbrennen setzt Papier großen Widerstand entgegen und es kommt nicht selten vor, daß im Innern von Papierpaketen, die lange Zeit dem Feuer selbst in einem Regenerativofen ausgesetzt waren, noch unversehrte oder vielleicht nur angesengte Wertzeichen sich befinden. Mit solchen unverbrannten Stücken kann aber leicht Mißbrauch getrieben, unter Umständen könnten sogar betrügerische Ersatzforderungen geltend gemacht werden.

Noch größer werden die Schwierigkeiten, wenn es sich um gummierte Papiere handelt, wie sie z. B. bei der Briefmarkenfabrikation entstehen. Die Folge der Feuerwirkung besteht hier meist darin, daß die Pakete unter dem Einfluß des Feuers fest zusammenbacken und daß dann die Feuerwirkung garnicht ins Innere eindringen kann. In jedem Falle treten beim Verbrennen Verstopfung der Feuerzüge und Belästigung der Umgebung durch Rauch und umherfliegende Aschenteile als sehr unliebsame Begleiterscheinungen auf.

Um diesen Uebelständen zu begegnen, wird in manchen Betrieben das zu vernichtende Papier in Kocher eingebracht. Diese werden dann verschlossen und die Wertzeichen unter Zusatz von Laugen längere Zeit gekocht. Nach bestimmter Zeit wird der Inhalt abgelassen, und man kann dann mit Sicherheit darauf rechnen, daß alles vernichtet ist. Auch Zerfaserungsapparate sind angewendet worden, die das Papier unter Wasserzusatz bearbeiten, bis alles in Brei verwandelt ist. Es hat letzteres Verfahren vor dem vorigen zwar den Vorteil der schnelleren Arbeit und ist auch ganz gut am Platze bei Bogenpapier, es hat jedoch auf Wertzeichen geringerer Größe oder auf perforierte Markenbogen angewendet den Nachteil, daß leicht einzelne Teile oder in der Perforation abgerissene Marken unversehrt die Zerfaserungsmaschine passieren können. Sind die bisher geschilderten Verfahren immerhin zweckmäßig zu verwenden, wenn es sich um kleinere Mengen handelt, so werden sie unzweckmäßig, wenn sie größere Massen bewältigen sollen, dann kommt nämlich noch der Umstand hinzu, daß es Schwierigkeiten macht, die feuchten Papiermassen, die rasch in Gährung übergehen, schnell loszuwerden. An der Entstehungsstelle fehlt es meist an einer Verwendungsmöglichkeit und der Transport ist zu teuer und umständlich. Die Beseitigung großer Mengen aber wird in der *Deutschen Reichsdruckerei* verlangt, es werden hier nämlich nicht nur Druckausschuß, sondern überhaupt alle, auch die unbedruckten Wertpapiere, z. B. die wegen kleiner Fehler nicht zur Verwendung kommenden Wasserzeichenpapiere sämtlich vernichtet. Diese Mengen aber können die geschilderten Verfahren nicht bewältigen und die Schwierigkeit der Wegschaffung der feuchten Endprodukte würde sehr groß werden. Um eine leistungsfähige Vernichtungsanlage und möglichst wenig Schwierigkeiten mit den Endprodukten zu haben, wurde ein trockenes Vernichtungsverfahren gewählt nnd dazu eine sogen. Schlag-





kreuzmühle aufgestellt. Die Mühle wirkt in der Weise, daß ein in gußeisernem Gehäuse gelagertes Schlagkreuz von geschmiedetem Stahl durch einen Elektromotor in schnelle Umdrehung versetzt wird (1250 i. d. Min. bei 40 PS) und die durch einen Trichter eingeworfenen Papiere erfaßt und zerreißt oder gegen die Gehäusewand schleudert, wo sie zwischen den Armen des Kreuzes und den am Umfang der Gehäusewand eingesetzten, vierkantigen Stahlstäben vermahlen werden. Das Gehäuse steht auf starkem

Profileisen fundiert über einer geschlossenen Kammer, gegen die es durch ein Siebblech abgeschlossen wird. Die zerrissenen Stücke können nun dieses Blech nur dann passieren und in die darunter liegende Sammelkammer hineingelangen, wenn sie kleiner sind als die Oeffnungen des Siebbleches. Die Maximalgröße der Sieblöcher ist aus Sicherheitsgründen (gegen Wiederverwendung der Abfallstücke), die Minimalgröße aus wirtschaftlichen Gründen bestimmt, allzu klein vermahlenes Papier findet nämlich schlecht einen Käufer. Zur Zeit wird das gemahlene Papier, obgleich es aus erstklassigen Papieren herstammt, zu einem ziemlich geringem Preise verkauft, weil die kleinen Stücke zu kurzfaserig sind, als daß sie wieder zu gutem Papier verarbeitet werden könnten. Die Leistungsfähigkeit und die Arbeit der Maschine haben vollauf befriedigt, es machte sich aber ein großer Uebelstand bemerkbar: der gemahlene Stoff, besonders der aus gummiertem Papier herrührende, entwickelte, wenn er aus der Kammer herausgenommen und in Säcke verpackt wurde, einen für die Arbeiter sehr lästigen Staub. Deshalb wurde versucht, die Abfälle selbsttätig durch eine Schnecke in die Säcke hineinzudrücken. Diese so einfach erscheinende Forderung stieß aber auf große Schwierigkeiten, da das Fördergut, wenn es in der Förderrinne zu lose lag, überhaupt nicht bewegt wurde, und wenn es zu stark gedrückt wurde, sich so zusammenballte, daß es fest wie Holz wurde und ein Motor von 20 PS nicht imstande war, die Schnecke zu drehen. Die starken Pressungen, durch die das Zusammenballen veranlaßt wird, finden meist an dem Uebergang von dem Trog der Schnecke in das allseitig geschlossene Mundstück und auch an der Stelle statt, wo die Welle aus letzterem nach außen tritt; sie machten das Arbeiten der Entleerungsvorrichtungen unmöglich. Es gelang indessen, die Pressungen durch Abdecken der Uebergangsstelle und Anwendung eines Streicheisens zu verhindern. Die Zwängungen am Wellenaustritt wurden dadurch beseitigt, daß die Schnecke allmählich sich verjüngend an der schrägen Gehäusewand des Austrittrohres entlang strich. Nach Ausführung dieser Arbeiten wirkt die Anlage tadellos. Sie zerkleinert das Material vollständig und liefert es selbsttätig in den bei *a* angefügten Sack ab; ein danebenstehender Arbeiter hat nur nötig mit einem in den Sack eingeführten Stempel das etwa zu lose liegende Papier festzudrücken. Der Antrieb der Entleerungsvorrichtung wird von demselben Motor besorgt, der die Mühle antreibt. Ein Fenster in der Wand des Entleerungsraumes und eine elektrische Lampe in der Entleerungskammer gestatten, Zerkleinerung und Entleerung jederzeit zu überwachen. Ferner erlaubt eine verglaste Oeffnung im Entleerungsrohr, den Grad der Zerkleinerung ständig zu kontrollieren. Sobald ein Sack mit dem Mahlgut gefüllt ist, wird der Entleerungsapparat einen Augenblick ausgeschaltet, und, ohne daß die Arbeit der Mühle unterbrochen zu werden braucht, ein neuer Sack angesteckt.

Da die Mühle mit dem zerkleinerten Papier zugleich auch Luft ansaugt, entsteht in der Entleerungskammer, wenn nicht für das Entweichen der Luft gesorgt wird, ein Ueberdruck, der sich in dem Arbeitsraum ausgleicht und diesen vollkommen mit Staub erfüllen kann. Es ist daher notwendig, dem Arbeitsraum eine Entlüftung in einen Schornsteinfuchs zu geben, in dem bei dieser Gelegenheit auch die Staubreste verbrannt werden. Für die Fälle, wo dies nicht möglich ist, wird ein Umführungsrohr angelegt, das der Kreuzschlagmühle den von ihr selbst erzeugten Luftüberschuß wieder zuführt, so daß Ueberdruck und Staubentwicklung ausgeschlossen werden. Die Versuchsvorrichtung der *Reichsdruckerei* hat ein solches Umführungsrohr, um zu Zeiten, in denen der Schornsteinfuchs nicht benutzbar ist, auch weiter vernichten zu können.

Der Einphasen-Wechselstrommotor.

Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen.

Von Dipl.-Ing. **A. Linker**.

(Fortsetzung von S. 726 d. Bd.)

c) *Repulsionsmotoren.*

Auf Grund eingehender Versuche über elektroinduktive Abstoßung (Repulsion) hervorgerufen durch magnetische Wechselfelder[60]) zeigte *Elihu Thomson* im Jahre 1887, daß man diese Erscheinung zum Betrieb eines Wechselstrommotors verwenden könne. Motoren, welche auf diesem Prinzip beruhen, haben beim Anlauf ein kräftiges Drehmoment, welches jedoch mit steigender Umdrehungszahl abnimmt und bei Synchronismus niedrig ist. Die Umdrehungszahl ändert sich ebenfalls stark mit der Belastung ähnlich wie bei einem Hauptschlußmotor.

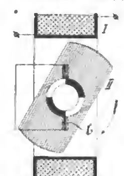


Fig. 73.

Sein erster Motor (**3, 4**) bestand aus zwei konzentrischen, kreisförmigen Spulen (Fig. 73), von denen die äußere (*I*) feststehende den Wechselstrom zugeführt erhielt. Die innere (*II*) war darin frei drehbar angeordnet und ihre Enden führten zu zwei Kommutatorlamellen von 90° Breite. Durch Kurzschließen der Bürsten *b* kann infolge der im sekundären Ring induzierten E M K ein Strom entstehen, dessen Feld entsprechend der Bürstenstellung einen bestimmten Winkel mit dem Primärfeld bildet, wodurch ein Drehmoment hervorgerufen wird, welches bei Anlauf am größten ist. Da jedoch nach einer Drehung von 90° der Kurzschluß der Spule geöffnet werden muß, um kein negatives Drehmoment zu erhalten, so besitzt eine solche Vorrichtung tote Punkte. Zur Erzeugung eines während einer Umdrehung gleichgerichteten Drehmoments ordnet *Thomson* mehrere Spulen nach Art einer offenen Trommelwicklung an, die an eine gleiche Anzahl von Segmenten angeschlossen sind. Da der Motor kein Eisen enthält, so ist seine Wirkung gering. Er hat deswegen in dieser Form nur als Leistungsmesser oder Zähler Anwendung gefunden.

Auch eine andere Konstruktion von *E. Thomson* (**26, 27, 29**), bei welcher eine Ringwicklung benutzt wird, hat wegen der schlechten Ausnutzung des Wicklungsraumes und des jedenfalls starken Feuerns der Bürsten keine praktische Bedeutung erlangt.

Zur Vermeidung des Kommutatorfeuers ordnet *J. van Depoele* (**36, 66**) bei seinem Motor[61]) zwischen oder über den zum Kommutator geführten Spulen besondere in sich geschlossene Spulen aus einigen Windungen an (vergl.

[60]) El. World., Mai 1887, Bd. 9, S. 258.
El., Mai 1890, Bd. 25, S. 35.
E. T. Z., 11. Juli 1890, S. 387, 399, 435. (*Flemming.*)
E. T. Z., 25. Dezember 1891, S. 707. (*Uppenborn.*)

[61]) C. f. E., 20. September 1889, Bd. 12, S. 154.

Fig. 19). Im übrigen weicht die Konstruktion von den früher angegebenen nur insofern ab, als die Armatur als Ring innerhalb des Feldes rotiert und in dem von den Bürsten gebildeten Kurzschlußzweig ein Regulierwiderstand vorgesehen ist.

Auf einem anderen Prinzip beruht der von *P. Nipkow* (**39**) angegebene Motor, wie ihn Fig. 74 zeigt. Er besitzt ein vom Wechselstrom erregtes Feld *I* und eine gewöhnliche Gleichstromarmatur mit Kommutator, dessen Bürsten nicht wie beim Gleichstrommotor in der neutralen Zone, sondern um $^1/_2$ Polteilung (90 elektr. Grad) dagegen verschoben, also in der Polachse angeordnet sind. Infolge der Transformatorwirkung des Ankers kann von den Bürsten, die sich in den Punkten höchsten und niedrigsten Potentials befinden, ein Strom zur Erregung eines um eine halbe Polteilung gegen *I* verschobenen Magnetsystems *II* abgenommen werden, dessen Feld in Phase mit dem Ankerstrom ist und infolgedessen mit ihm ein Drehmoment erzeugt. Man könnte diesen Motor daher auch als Hauptschlußmotor ansehen, dessen Felderregung und Ankerstrom nicht durch Konduktion, sondern durch Transformation hervorgerufen werden. Allerdings ist das Anlaufmoment wegen der großen Reaktanz des Sekundärkreises klein und der Anlaufstrom ziemlich hoch. Auch beim Lauf arbeitet der Motor mit schlechtem Leistungsfaktor wegen der Reaktanz des Magnetsystems *II*.

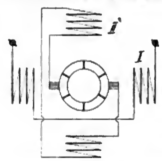


Fig. 74.

Durch Verbreiterung der Kommutatorbürsten sucht *L. Gutmann* (**80**) die Eigenschaften des Repulsionsmotors zu verbessern, benutzte jedoch anfangs nur *eine* Bürste, von welcher eine Anzahl in der neutralen Zone und vor einer Polhälfte gelegener Spulen einer einfachen Ringwicklung kurzgeschlossen wurden. Infolge des Kommutatorfeuers versah er jedoch den Anker mit einer offenen Wicklung oder ordnete in ähnlicher Weise wie *Depoele* (s. Fig. 19) in sich kurzgeschlossene Spulen über der Armaturwicklung an, die zur Dämpfung der Kurzschlußströme dienen sollten. Da auch dieses Mittel ebenso wie die Anwendung einer zweifach geschlossenen Wicklung jedenfalls wenig Erfolg hatte, schloß er die vor diametralen Polhälften gelegenen Spulen einer Ringwicklung nunmehr durch zwei Bürsten gleicher Breite kurz und benutzte später zur Verbesserung des Wirkungsgrades (**87**, **89**) statt der früheren breiten Bürsten V-förmige[62]) deren Oeffnungswinkel sich nach der Breite der Pollücken richtete. Zur Regulierung der Geschwindigkeit besaß das Magnetfeld außerdem noch eine Sekundärwicklung, von der durch einen Schalter mehr oder weniger Windungen kurzgeschlossen werden konnten oder welche, wie in einem späteren Patent (**94**) angegeben ist, zur Erregung eines gegen die Hauptpole um weniger als 90° geneigten Hilfspolpaares diente. Schließlich verwendete er (**97**) nur zwei um etwa 90 elektr. Grad gegeneinander verschobene Bürsten, von denen die eine in der neutralen Zone stand, und schloß sie durch einen regulierbaren Widerstand oder eine über das Joch gewickelte Spule. Bei allen diesen Anordnungen ist die Drehrichtung umgekehrt wie beim ursprünglichen Repulsionsmotor von *Thomsen* und zwar entspricht sie der Verschiebung der Bürste aus der geometrisch neutralen Zone. Diese Anordnungen haben jedoch keine praktische Bedeutung erlangt.

Während nun *Thomson* diesen Uebelstand durch Anwendung einer offenen Wicklung zu vermeiden suchte, hat die *El. A.-G. vorm. Schuckert & Co.*, Nürnberg (**113**), auf die in Fig. 75 dargestellte Weise[63]) eine kontinuierliche Drehung des Feldsystems *F* erhalten, indem sie durch den Schaltapparat *S* einzelne Spulen des feststehenden Ankers *A* (in der Figur *z—B*, *1—1'* und *3—3'*) abwechselnd kurzschloß. Infolge der elektroinduktiven Abstoßung der dadurch entstehenden und gegen das Feld *F* verschobenen Pole kommt ein Drehmoment zustande. Diese Konstruktion ist jedoch etwas kompliziert und besitzt den Nachteil einer großen Anzahl von Bürsten, weswegen sie schon aus diesem Grunde keine Bedeutung für die Praxis haben konnte.

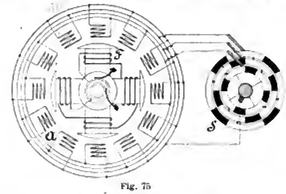


Fig. 75.

In ähnlicher Weise und mit denselben Nachteilen, wie bei den Motoren von *Gutmann*, haben *R. Lundell & Johnson* (**128**, **137**) nach Fig. 76 zwei durch kleine Widerstände *r* geschlossene Bürstensätze angeordnet, von denen der eine *B'* gegen den anderen feststehenden *B* verschiebbar ist, wodurch eine Regulierung der Geschwindigkeit und Umsteuerung erfolgen kann. Die Anwendung körperlicher Pole ist dabei ein großer Nachteil (vergl. *Brown, Boveri & Co.*, Fig. 92).

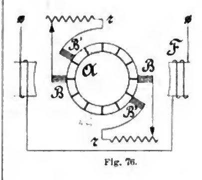


Fig. 76.

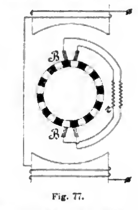


Fig. 77.

E. Arnold verwendete zuerst 1892 als Rotor einen gewöhnlichen Gleichstromanker und ein Feld mit kontinuierlichem Eisen und verteilter Wicklung, so daß sich ein Drehfeld ausbilden konnte. Die Bürsten sind um etwa 45 elektr. Grad aus der Achse des Hauptfeldes verstellt und kurzgeschlossen. Dieser Motor, als *Wagner-Motor* in Amerika bekannt, hat große Verbreitung gefunden (weiteres s. Fig. 138).

Zur Vermeidung der Funkenbildung am Kommutator verwendet *E. Arnold* (**143**) mehrteilige Bürsten *B* (Fig. 77), von denen die einzelnen Teile verschiedener Polarität direkt oder durch Widerstände *r* untereinander verbunden sind. Dadurch wird erreicht, daß von dem ganzen Arbeitsstrom immer nur ein Teil über eine Bürste fließt, wenn die Isolation zwischen den Lamellen dicker als eine Teilbürste gewählt wird, so daß zwei benachbarte Lamellen von ihr nicht überbrückt werden können.

E. A. Clark (**144**, **145**) ordnet nach Fig. 78 zwischen den körperlichen Hauptpolen unbewickelte Polansätze *a b*

[62]) E. T. Z., 7. Oktober 1892, S. 561.

[63]) El. Anz., 10. Januar 1895, S. 38.

an, welche den Zweck haben sollen, die Bildung eines starken Querfeldes zu ermöglichen und dadurch das Drehmoment zu vergrößern. Die Anordnung hat jedoch keine praktische Bedeutung erlangt.

Eine ganze Reihe besonders eigentümlicher Motorkonstruktionen ist ferner von *L. B. Atkinson* in seinem Vortrag vor der Institution of Civil Engineers, London, im Jahre 1898 angegeben. Fig. 79 zeigt einen Repulsionsmotor (**176, 178**), bei welchem[64]) die Statorwicklung in zwei gegeneinander um 90 elektr. Grad verschobene Wicklungen zerlegt ist. Hierbei erzeugt die Wicklung *II* mit dem vom Feld *I* in dem kurzgeschlossenen Anker induzierten Strom ein Drehmoment, welches den günstigsten Wert erreichen würde, sobald beide Faktoren (Feld und Ankerstrom) gleiche Phase hätten. Zu dem Zweck ist parallel zur Wicklung *I* ein Regulierwiderstand *r* geschaltet. Dadurch wird das Feld der Wicklung *I* um soviel gegenüber dem Feld *II* nacheilend verschoben, daß der Ankerstrom gegen das Feld *II* eine Phasenverschiebung von genau 180° erhält, vorausgesetzt, daß die Streuung klein ist. Auf diese Weise ist eine Regulierung der Phasenverschiebung möglich. Der Widerstand *R* dient zur Veränderung des Drehmoments

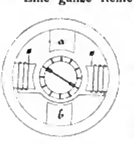


Fig. 78.

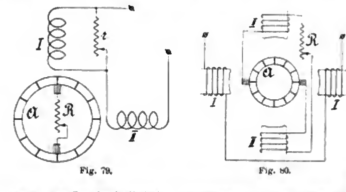


Fig. 79. Fig. 80.

bezw. der Geschwindigkeit. Abgesehen von der schlechteren Raumausnutzung hat diese Form gegenüber dem gewöhnlichen Repulsionsmotor von *Thomson* den Nachteil, daß unter sonst gleichen Verhältnissen der Magnetisierungsstrom größer wird, dagegen den Vorteil, daß man das erregende Feld und den Ankerstrom verändern kann.

Nach demselben Prinzip, wie von *Nipkow* (Fig. 74) angegeben, ist ferner von *Atkinson* (**176, 178**) ein Motor[65]) konstruiert, bei welchem nach Fig. 80 die im Anker induzierte E M K dazu benutzt wird, die um 90° gegen die Hauptwicklung *I* verschobenen Spulen *II* zu erregen, wodurch ein motorisch wirksames Querfeld entsteht. Jedoch wäre beim Anlauf die Phasenverschiebung wegen der Reaktanz des Ankers und der Wicklung *II* sehr groß, wodurch das Drehmoment verkleinert würde. Im Gegensatz zu *Nipkow* schaltet daher *Atkinson* einen induktionsfreien Widerstand *R* in den Stromkreis *II*, wodurch der Leistungsfaktor allerdings auf Kosten des Wirkungsgrades verbessert und der Anlaufstrom verkleinert wird.

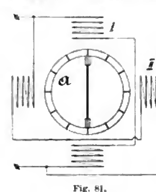


Fig. 81.

[64]) Min. of Proceed., 22. Februar 1898, Bd. 133, S. 132.

[65]) Min. of. Proceed., 22. Februar 1898, Bd. 133, S. 132.

Anstatt die Wicklung *II* vom Hauptstrome durchfließen zu lassen, legt *Atkinson* sie in den Nebenschluß zur Wicklung *I*, wie Fig. 81 zeigt. Diese Anordnung hat die Nachteile des gewöhnlichen Nebenschluß-Kommutatormotors. Zwar wird die Selbstinduktion der induzierenden Wicklung *I* aufgehoben, dagegen bleibt aber die der Spulen *II* bestehen. Zwischen dem Ankerstrom und dem motorisch wirksamen Feld *II* besteht daher eine große Phasenverschiebung, wodurch das Drehmoment stark verringert wird. Legt man dagegen das Feld *II* an eine Spannung, welche um 90° gegen die Spannung der Wicklung *I* verschoben ist, wie es ebenfalls von *Atkinson* vorgeschlagen ist, so wird das Drehmoment seinen normalen Wert erreichen und der Leistungsfaktor nahezu gleich der Einheit. Die Anordnung ist jedoch wegen der Notwendigkeit einer zweiten Phase zu umständlich.

Durch Einführung eines zweiten kurzgeschlossenen Bürstenpaares[66]) in der Achsenrichtung der Wicklung *II* erhält schließlich *Atkinson* aus der Fig. 79 eine Maschine, welche die Eigenschaften eines Repulsionsmotors beim Anlauf, eines Induktionsmotors bei Lauf besitzt. Fig. 82 zeigt das Schema dieses Motors, der beim Anlauf ein großes Drehmoment und bei Lauf eine gute Kompensierung und große Ueberlastungsfähigkeit aufweist. Dasselbe könnte jedoch auch ohne die Wicklung *II* nur durch Verschiebung des Bürstenkreuzes erreicht werden, wie es später bei dem Motor von *Milch* (Fig. 156) angegeben ist.

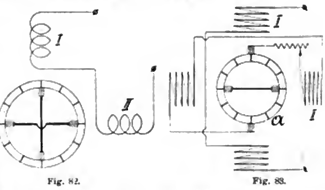


Fig. 82. Fig. 83.

Auch bei der Fig. 80 hat *Atkinson* durch Anordnung kurzgeschlossener Bürsten in der Querfeldachse[67]) entsprechend Fig. 83 eine Verbesserung der Wirkungsweise erzielt. Wenn nun auch in der Richtung der beiden Bürstensysteme im Anker E M Ke induziert werden, welche zur Kompensation der Phasenverschiebung beitragen, so kann eine vollkommene Kompensierung auf diese Weise niemals erreicht werden, da die Wicklung *II* vom Anker gespeist wird und infolge der Streuung zwischen beiden eine Reaktanzspannung auftritt, welche den Leistungsfaktor

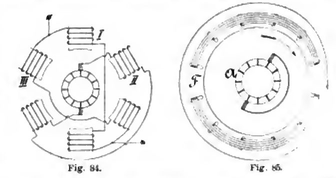


Fig. 84. Fig. 86.

erniedrigt. Trotz des doppelten Bürstensatzes besitzt der Motor nicht, wie man eigentlich annehmen müßte, die Charakteristik eines Asynchronmotors, sondern diejenige eines Hauptschlußmotors.

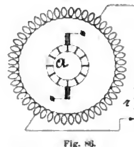
[66]) Min. of Proceed. 1898, Bd. 133, S. 134 u. 146.

[67]) Min. of Proceed., 1898, Bd. 133, S. 145.

Fig. 84 stellt ferner eine andere Konstruktion (**176, 178**) dar, bei welcher der Magnetisierungsstrom von der Wicklung *III* im Anker induziert wird. Durch die schräge Anordnung und Phasenverschiebung des Erregerfeldes wird jedoch das Drehmoment verkleinert.

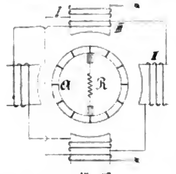
Während die bisher angegebenen Konstruktionen infolge der Verwendung körperlicher Pole nicht nur große Streuung und damit schlechten Leistungsfaktor, sondern auch ein kleines Anlaufsmoment und geringe Ueberlastungsfähigkeit besitzen, vermeidet die Firma *The Langdon-Davies Electric Motor Co., Ltd.*, (**184, 190**) diese Nachteile, indem sie nach Fig. 85 das Statoreisen ebenso wie es *E. Arnold* schon 1892 getan hat, gleichmäßig als Ring ausbildet und die Hauptwicklung *F* in Nuten desselben unterbringt. Dadurch wird die Entstehung eines Drehfeldes begünstigt und infolge der verminderten Streuung der Leistungsfaktor vergrößert. Außerdem wird der Kommutator umsomehr von Strömen entlastet, je mehr die Form des Drehfeldes sich einem Kreise nähert, was besonders bei einem kontinuierlichen Statorring leichter möglich ist, da die Streuung gering wird, als bei Anordnung körperlicher Pole.

Außer dieser Schaltung, die sich auch für Hochspannung gut eignet, ist noch eine andere (Fig. 86) angegeben. Der Rotor *A* erhält hierbei den Strom direkt vom Netz, während die Statorwicklung in zwei gegen die Bürsten geneigten Punkten über einen regulierbaren Widerstand *r* geschlossen ist. Der Leistungsfaktor wird wie in einem normalen Repulsionsmotor keinen hohen Wert annehmen können, weil das motorisch wirkende Feld senkrecht zu den Bürsten durch den transformatorisch induzierten Sekundärstrom hervorgerufen wird, dessen Streufeld nicht kompensiert ist.

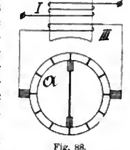

Fig. 86.

Dem Prinzip und der Bauart nach identisch mit den von *Nipkow* (Fig. 74) und *Atkinson* (Fig. 80) beschriebenen Motoren sind von *F. Vogel* (**203**) mit kleinen Aenderungen einige Konstruktionen angegeben, bei denen nach der Patentschrift zu urteilen, die Wirkungsweise nicht richtig erkannt ist. Darnach soll die Form der Fig. 74 (mit Fig. 1—3 der Patentschrift übereinstimmend) bei mittlerer Primärspannung oder veränderlicher Belastung sich ähnlich wie ein Gleichstrom-Nebenschlußmotor verhalten, während sie tatsächlich die Charakteristik des Hauptschlußmotors besitzt.

Da das Drehmoment als Produkt von Ankerstrom und Feldstärke Nullwerte aufweist, wurde der Anker mit einer zweiten unabhängigen Wicklung versehen und durch zwei in der Richtung der Hilfspole gelegene Bürsten über einen Widerstand geschlossen, um in diesen Augenblicken ein Drehmoment durch das Hauptfeld und die Hilfswicklung zu erzeugen. Es zeigte sich jedoch, daß auch die zweite Wicklung fortgelassen werden konnte, wodurch sich dann die schon von *Atkinson* in Fig. 83 angegebene Form ergab.


Fig. 87.

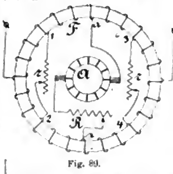
Erwähnt ist ferner in der Patentschrift eine Anordnung (Fig. 87), bei welcher die Wicklung *II* von einer durch Wicklung *I* transformatorisch beeinflußten Sekundärwicklung *III* gespeist wird. Im Prinzip stimmt diese Schaltung mit Fig. 81 überein. Abgesehen von dem Nachteil einer dritten Wicklung hat dieser Motor dieselben schlechten Eigenschaften wie der Nebenschlußmotor von *Atkinson* (Fig. 81), da das Feld *II* wegen der konstanten Spannung bei jeder beliebigen Geschwindigkeit eine Phasenverschiebung von nahezu 90° gegenüber der Klemmenspannung besitzt, während die Phase des Ankerstroms von der Geschwindigkeit abhängig ist. Durch Fortlassen der Wicklung *II* und direkte Zuführung des Erregerstroms zum Anker vermittels der Bürsten B_1 nach Fig. 88 würde die Wirkungsweise des Motors günstiger werden, da infolge der Rotation des Ankers im Felde *I* der Erregerstrom zum Teil vom Anker geliefert wird. In dieser Form hätte man nämlich einen kompensierten Nebenschlußmotor.

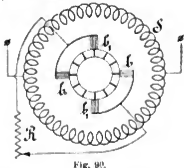

Fig. 88.

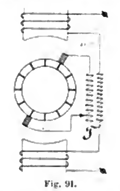
C. Eberhardt (**213**) ordnet im Anker eine ungerade Anzahl von diametral gewickelten Spulen an, deren Anfänge an die Lamellen des Kommutators angeschlossen sind, während die Enden zu einem Sternpunkt durch einen Schleifring vereinigt sind. Die Wirkungsweise entspricht derjenigen des Motors von *Thomson*.

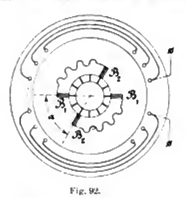
Nach demselben Prinzip, wie es schon von *Thomson* (s. Fig. 73) angegeben ist, haben auch *Crompton & Co.* und *R. Goldschmidt* (**224**) einen Motor gebaut, der in einem zweipoligen Wechselfelde eine drehbare Spule enthält. Der Motor hat sich jedoch praktisch nicht bewährt aus Gründen, die schon vorher bei der ähnlichen Type erklärt sind.

Eine Verbesserung der Anordnungen von *Nipkow* (Fig. 74) und *Atkinson* (Fig. 80) stellt der von *D. Gurtzmann* (**231**) konstruierte Motor (Fig. 89) dar. Während dort ein Feld mit körperlichen Polen verwendet wurde, sind hier die in der Achse des Feldes liegenden Bürsten mit den Punkten *a* gleichen Potentials der gleichmäßig verteilten Statorwicklung verbunden. Ein Stromübergang aus dem Anker nach dem Netz kann dabei nicht stattfinden, sondern die in dem Anker *A* transformatorisch erzeugte E M K ruft in der Statorwicklung Ströme hervor, deren Feld um 90° gegen das Hauptfeld verschoben ist, d. h. senkrecht zur Bürstenachse steht und in Phase mit den Ankerströmen ist. Dadurch entsteht ein Drehmoment wie in einem Hauptschlußmotor. Eine Veränderung des


Fig. 89.


Fig. 90.


Fig. 91.


Fig. 92.

Drehmoments und der Geschwindigkeit kann außerdem durch Einschalten der Widerstände r ermöglicht werden.

Zur Regulierung und Umkehrung der Geschwindigkeit ist ferner von *D. Gurtzmann* (**232**) der Repulsionsmotor nach Fig. 90 mit je zwei unter sich kurzgeschlossenen Bürsten $b—b_1$ f. d. Pol versehen, die um eine halbe Polteilung auseinanderliegen. Im Gegensatz zu der Anordnung Fig. 76 sind die Bürstensätze noch durch einen veränderlichen Widerstand R geschlossen. Dadurch kann für verschiedene Belastungen und Umdrehungszahl das Verhältnis zwischen dem von den Bürsten b entnommenen Arbeitsstrom und dem nach b_1 fließenden Erregerstrom so eingestellt werden, daß möglichst große Phasenkompensierung und außerdem funkenfreies Arbeiten erzielt wird.

Durch Einführung einer E M K in die Verbindung der Bürsten eines normalen Repulsionsmotors erreicht *C. F. Scott* (**240**) nach Fig. 91 eine Regulierung des Drehmoments und damit der Geschwindigkeit in weiten Grenzen. Der Vorteil dieser Schaltung besteht darin, daß durch Benutzung des Hauptschlußtransformators T eine gute Kommutierung bei verschiedenen Geschwindigkeiten erreicht wird, während diese Eigenschaft dem gewöhnlichen Repulsionsmotor besonders für übersynchronen Lauf nicht eigen ist.

Eine andere Vorrichtung zur Regulierung der Geschwindigkeit ist von *L. Schüler* (**242**) angegeben. Hierbei laufen die Bürstenträger in einem um die Achse leicht drehbaren Gestell, so daß die Bürsten durch Reibung vom Kommutator mitgenommen werden. Durch einen gabelförmigen Anschlag, dessen Stellung von einem Geschwindigkeitsregulator beeinflußt wird, kann die Bürstenverschiebung so eingestellt werden, daß die Umdrehungszahl bei verschiedenen Belastungen konstant bleibt.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber den Einfluß zusammengesetzter Spannungen auf die elastischen Eigenschaften von Stahl.[1])

Von **Ewald E. Hancock**, La Fayette.

Bei den Versuchen, über die bereits berichtet ist[2]), wurden die Proben bis zu bestimmten Spannungen auf Verdrehen beansprucht und hierbei dem Zug- oder Druckversuch unterworfen.

Die Versuche, über die nachstehend berichtet werden soll, erstreckten sich im Gegensatz zu den vorgenannten auf Drehversuche, bei denen die Proben gleichzeitig bis zu bestimmten Spannungen auf Zug oder Druck beansprucht waren.[3])

Bei den Dreh-Zugversuchen wurden zunächst Zugspannungen angewendet, die 0, 33, 50, 69, 81 und 100 v. H. der Elastizitätsgrenze für einfache Zugbeanspruchung betrugen.

Bei den Dreh-Druckversuchen betrugen die Druckspannungen 0, 33, 50, 83 und 100 v. H. der Elastizitätsgrenze für einfache Druckbeanspruchung.

Eine dritte Reihe betraf Biege-Drehversuche, bei denen Stahlstäbe zunächst bis zu bestimmten Spannungen verdreht und in diesem Zustande auf Biegung geprüft wurden.

Das Probematerial.

Das Material für die Dreh-Zug- und Dreh-Druckversuche waren Stahlrohre, bezogen von der *Shelby Steel Tube Co.*, mit 25,4 mm (1 Zoll) äußerem und 23,0 mm ($^{29}/_{32}$ Zoll) innerem Durchm. Die Dreh-Zugproben waren 813 mm (32 Zoll), die Dreh-Druckproben 203 mm (8 Zoll) lang.

Die einfachen Zugversuche ergaben folgende physikalische Eigenschaften für das sorgfältig ausgeglühte Material:

Zugfestigkeit	=	28,7 kg/qmm
Elastizitätsgrenze	=	14,7 „
Dehnung auf 203 mm (8 Zoll) .	=	32 v. H.

Zu den Biege-Drehversuchen dienten Stäbe mit vollem Querschnitt aus Nickelstahl und weichem Kohlenstoffstahl von der *Carnegie Steel Co.* Der Nickelstahl war von der gleichen chemischen Zusammensetzung wie der Kohlenstoffstahl, nur daß er etwa 3 v. H. Nickel enthielt. Die Stäbe waren 1524 mm (5 Fuß) lang und auf 38,1 mm (1,5 Zoll) Durchm. abgedreht. Zur Einspannung waren sie an den Enden quadratisch.

Das Prüfungsverfahren.

Das Verfahren zur Ausführung der Zug-Drehversuche, d. h. der Zugversuche mit den gleichzeitig auf Verdrehen beanspruchten Stäben ist bereits beschrieben.[4]) Derselbe Apparat diente zur Ausführung der Dreh-Zugversuche, d. h. der Drehversuche an den gleichzeitig auf Zug beanspruchten Stäben.

Die Dehnung wurde mit dem Extensometer von *Johnson*, die Verdrehung mit dem Troptometer von *Olsen* gemessen. Beide Messungen erfolgten innerhalb der Länge von 203 mm (8 Zoll). Nachdem die gewünschte Zugspannung erreicht war, wurde bei jedem Versuch zunächst das Torsionsmoment bestimmt, welches erforderlich war, um die Reibung in dem Kugellager für das Einspannhaupt zu überwinden. Hierzu wurde das Troptometer auf Null eingestellt und so viel Sand in das Belastungsgefäß gegeben, bis gerade die erste geringe Bewegung am Troptometer zu erkennen war. Dieses Verfahren erwies sich als hinreichend genau.

Bei Ausführung der Dreh-Druckversuche wurde das obere Kugellager auf die Plattform der Probiermaschine gestellt und zwar mit derselben Seite, mit der es beim Zugversuch am oberen Maschinenhaupt anliegt. Das andere Kugellager wurde an der unteren Seite des beweglichen Querhauptes der Maschine belassen. Zwischen beide Kugellager wurde die Druckprobe in die Maschine eingebracht und derselbe Satz von Hebeln, mit denen die Dreh-Zugversuche, wie früher beschrieben, ausgeführt wurden, erzeugte nun den Druck, sobald das bewegliche Querhaupt der Maschine gesenkt wurde; und dann erfolgte die Drehbeanspruchung. Die 203 mm (8 Zoll) langen Druckproben steckten an beiden Enden je 63,5 mm ($2^1/_2$ Zoll)

---

[1]) Vortrag gehalten vor der American Society for Testing Materials, Juni 1907. Nach dem Originalbericht bearbeitet.

[2]) S. D. p. J. 1906, Bd. **321**, S. 41 und S. 184 dieses Bandes.

[3]) Im Nachstehenden ist bei Benennung der Versuche immer die Hauptbelastung an erster Stelle genannt, z. B. bedeutet „Zug-Dreh-Versuch", daß der Stab dem Zugversuch unterworfen wurde und hierbei gleichzeitig bis zu einer bestimmten Spannung auf Verdrehen beansprucht war, während beim „Dreh-Zug-Versuch" Zug als *Neben*spannung herrschte.

[4]) S. D. p. J. 1906, Bd. **321**, S. 42.

tief in den Einspannvorrichtungen, so daß sich eine freie Länge von 76 mm (3 Zoll) ergab. Die Zusammendrückung und Verdrehung wurden auf 50,8 mm (2 Zoll) Länge gemessen und zwar mit dem Kompressometer und Troptometer von *Olsen*.

Fig. 1 zeigt die Versuchsanordnung mit Ausnahme des Troptometers. Das Drehmoment wurde erzeugt, durch

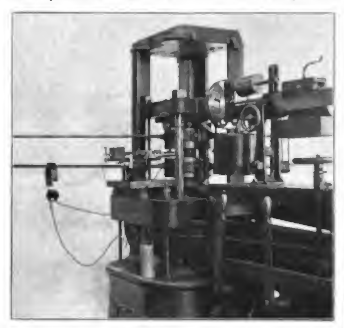


Fig. 1.

Nachfüllen der erforderlichen Sandmenge in das Belastungsgefäß an den Enden der mit den Kugellagern verbundenen Hebeln in gleicher Weise, wie bei den Dreh-Zugversuchen. Hierbei wurde, nachdem die gewünschte Druckspannung erzielt war, zunächst so viel Sand aufgegeben, bis der Reibungswiderstand in den Kugellagern überwunden wurde, was sich an dem Beginn der Bewegung des Troptometers

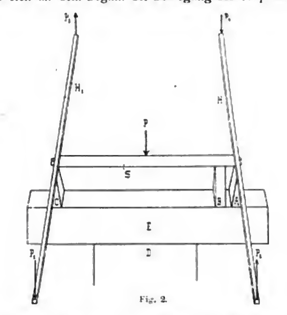


Fig. 2.

zu erkennen gab. Ganz besondere Sorgfalt wurde bei Ausführung der Dreh-Druckversuche darauf gelegt, daß keine Knickbeanspruchung des Probestabes eintrat.

Die Biege-Drehversuche mit Nickelstahl und Kohlenstoffstahl wurden mit einem besonders entworfenen, in Fig. 2 schematisch dargestellten Apparat folgender Anordnung ausgeführt. Die Hebel H und H_1, die auch bei den früheren Versuchen zur Erzeugung der Drehkräfte benutzt waren, wurden an den Enden des Probestabes S angebracht und in letzterem wurde nun zunächst die gewünschte Drehspannung erzeugt. Hierzu wurde der Stab mit den Schneiden B und C gegen den von der Plattform D einer gewöhnlichen Festigkeitsmaschine von 10 t Kraftleistung getragenen Balken E abgestützt. Die Schneide C stand senkrecht zur Stabachse und diente bei der Drehbeanspruchung als festes Widerlager, so daß der Hebel H_1 sich nicht drehte. Die Schneide B dagegen stand parallel zur Stabachse. Auf ihr konnte der Stab sich unter den Drehkräften am Hebel H frei drehen. Die abwärts gerichteten Kräfte P_1 wurden durch direkt angehängte Gewichte erzeugt, die aufwärts gerichteten Kräfte P_1, indem das erforderliche Gewicht an eine Fahrradkette gehängt wurde, die über ein geeignet unterstütztes Fahrrad lief und an dem Hebelende befestigt war. Die Reibungswiderstände bei dieser Kraftübertragung wurden vernachlässigt.

Sobald die gewünschte Drehspannung erzielt war, wurde die parallel zu C stehende Schneide A unter das rechte Stabende gestellt und die Schneide B entfernt. Die beiden Schneiden A und C bildeten nun die Widerlager beim Biegeversuch mit der Einzelkraft P in Stabmitte, die durch die Festigkeitsmaschine ausgeübt wurde.

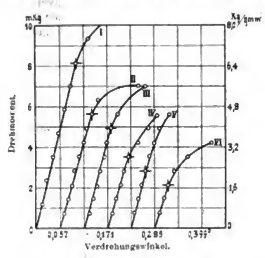
Die Verdrehungen wurden auf 1448 mm (4 Fuß 9 Zoll) Länge mit einem *Olsen*schen Troptometer, die Durchbiegungen mit dem *Olsen*schen Deflektometer gemessen.

Nachdem die Torsionsspannung gemessen war, wurde der Wagebalken der Festigkeits-Probiermaschine ausgeglichen, um das Eigengewicht des Querhauptes und das Gewicht zur Erzielung der Verdrehung aus der Bestimmung der biegenden Kraft P auszuscheiden.

Ergebnisse.

In Fig. 3 zeigt Linie *I* das Ergebnis des einfachen Drehversuches, Linie *II* das Ergebnis des Drehversuches, während der Stab gleichzeitig mit einer Spannung gleich $^1/_3\ \sigma_P$ (σ_P = Elastizitätsgrenze auf Zug) beansprucht war. Bei den Linien *III*—*VI* betrugen die Zugspannungen $^3/_6$, $^4/_6$, $^5/_6$ und $^6/_6\ \sigma_P$. Jede Linie stellt das Mittel von zwei Versuchen dar.

Der Vergleich der Linien läßt erkennen, wie die Tor-



Dreh-Elastizitätsgrenze.

Material: Stahlrohre mit 25,4 mm äußerem Durchm. und 1,2 mm Wandstärke.

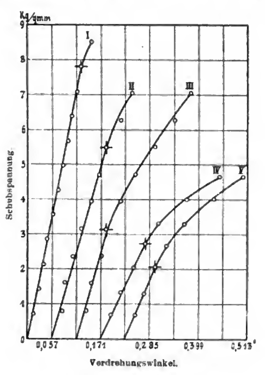
Größe der Zugspannungen σ_{max} während des Drehversuches:

I = 0 (einfacher Drehversuch), II = $^1/_3\,\sigma_P$, III = $^1/_2\,\sigma_P$, IV = $^2/_3\,\sigma_P$, V = $^5/_6\,\sigma_P$, VI = σ_P, wenn σ_P die Spannung an der Proportionalitätsgrenze beim Zugversuch bedeutet.

Fig. 3. Einfluß von Zugspannungen auf den Verlauf der Verdrehung beim Drehversuch.

sionselastizitätsgrenze bei den Stahlrohren heruntergedrückt wird, wenn die gleichzeitig herrschenden Zugspannungen wachsen.

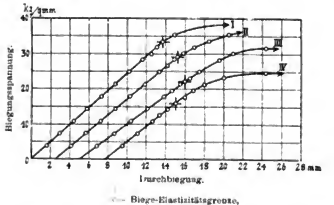
Die Ergebnisse der Dreh-Druckversuche zeigt Fig. 4.



Material: Stahlrohre mit 25,4 mm äußerem Durchm. und 1,2 mm Wandstärke.
Größe der Druckspannungen — σ_{max} während des Drehversuches.
I = 0 (einfacher Drehversuch), II = $^1/_3\,\sigma_{-P}$, III = $^1/_2\,\sigma_{-P}$, IV = $^5/_6\,\sigma_{-P}$, V = σ_{-P}, wenn σ_{-P} die Spannung an der Elastizitätsgrenze beim Druckversuch bedeutet.

Fig. 4. Einfluß von Druckspannungen auf den Verlauf der Verdrehung beim Drehversuch.

Jede Linie stellt das Mittel aus zwei oder mehr Versuchen dar. Die Druckspannungen betrugen für die Linien *II—V*: $^1/_3$, $^1/_2$, $^5/_6$ und $^6/_6$ der Spannung σ_{-P} an der Druckelastizitätsgrenze.

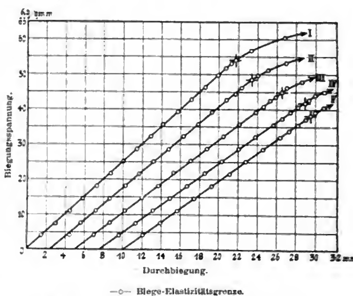


Material: Kohlenstoffstahl; Rundstäbe von 38,1 mm Durchm.
Größe der Drehspannungen τ_{max} während des Biegeversuches.
I = 0, II = 16,0 kg/qmm, III = 21,3 kg/qmm, IV = 26,6 kg/qmm.

Fig. 5. Einfluß von Drehspannungen auf den Verlauf der Durchbiegungen beim Biegeversuch.

Die Ergebnisse der Biege-Drehversuche mit Nickel- und Kohlenstoffstahl sind in Fig. 5 und 6 dargestellt. Fig. 5 enthält diejenigen für den weichen Kohlenstoffstahl. Linie *I* zeigt das Ergebnis des reinen Biegeversuches ohne Drehspannung. Bei den Versuchen Linie *II*, *III* und *IV* betrugen die Drehspannungen 16,0, 21,3 u. 26,6 kg/qmm.

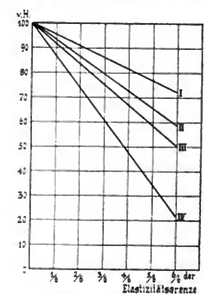
Fig. 6 bringt die Ergebnisse für den Nickelstahl. Auch hier entspricht Linie *I* wieder dem einfachen Biegeversuch, und bei den durch die Linien *II—V* dargestellten Versuchen betrug die Drehspannung 10,6, 16,0, 21,3 und 26,6 kg/qmm.



Material: Nickelstahl; Rundstäbe von 38,1 mm Durchm.
Größe der Drehspannungen τ_{max} während des Biegeversuches.
I = 0, II = 10,6 kg/qmm, III = 16,0 kg/qmm, IV = 21,3 kg/qmm.
V = 26,6 kg/qmm.

Fig. 6. Einfluß von Drehspannungen auf den Verlauf der Durchbiegungen beim Biegeversuch.

Fig. 7 zeigt, wie sich die Elastizitätsgrenzen für die Hauptspannungen (Zug, Drehung und Biegung) durch das gleichzeitige Vorhandensein einer Nebenspannung (Dreh-Zug-Druck-Drehspannung) ändert (heruntergeht). Die Abszissen entsprechen den Größen der Nebenspannungen und die Ordinaten den hierbei erzielten Werten der Elastizitätsgrenzen für die Hauptspannungen, ausgedrückt in Hundertteilen des Wertes, wie er ohne Nebenspannungen erhalten wurde. Zur Aufzeichnung der Linien sind auch die Ergebnisse der bereits früher besprochenen Versuche mit herangezogen.



I = Biege-Drehversuch.
II = Druck- „
III = Zug „
IV = Dreh-Zug- und Dreh-Druck-Versuch.

Fig. 7. Einfluß von Nebenspannungen auf die Elastizitätsgrenze.

Schlußfolgerungen.

Aus den mitgeteilten Ergebnissen, s. auch Tab. 1 und 2, folgt:

1. Daß die Elastizitätsgrenze beim Drehversuch durch gleichzeitig herrschende Zugspannungen sowohl, als auch durch gleichzeitig herrschende Druckspannungen heruntergedrückt wird und zwar in beiden Fällen annähernd gleich viel (s. auch Linie *IV* Fig. 7).
2. Die Elastizitätsgrenze für Biegung (Linie *I* Fig. 7) wird durch gleichzeitig herrschende Drehspannungen ebenfalls heruntergedrückt. Die Veränderung scheint geringer zu sein, als bei allen anderen untersuchten Fällen kombinierter Spannungen. Sie war bei Nickelstahl etwas geringer als bei Kohlenstoffstahl.
3. Die Formänderung an der Elastizitätsgrenze ist bei den Drehversuchen sowohl durch gleichzeitig herrschende Zug- als auch durch Druckspannungen verringert.
4. Beim Biege-Drehversuch (Tab. 2) nimmt die Durchbiegung der Stahlstäbe an der Elastizitätsgrenze mit wachsender Drehspannung ab. Der Einfluß war bei dem Kohlenstoffstahl größer als beim Nickelstahl. Der Vergleich von Fig. 5 und 6 zeigt, daß innerhalb der Elastizitätsgrenze die Durchbiegungen bei gleichen Spannungen für Kohlenstoffstahl und Nickelstahl dieselben sind.
5. Der Elastizitätsmodul wird sowohl bei den Drehversuchen als auch bei den Biegeversuchen durch Nebenspannungen verringert.
6. Die größte Schubspannung in irgend einem Querschnitt sollte durch Versuche mit kombinierten Spannungen kontrolliert werden. In Tab. 3 sind die berechneten größten Zug- und Schubspannungen q_1 und Z, sowie q_2 und T, die größer sind als die Zug-Druck- und Schubfestigkeit σ_P, σ_{-P} und τ_P des Materials an der Elastizitätsgrenze fettgedruckt. Man sieht, daß in Uebereinstimmung mit den früheren Ergebnissen die Werte für q_1 und Z nur in wenigen Fällen größer sind als σ_P und σ_{-P}, daß dagegen q_2 und T sehr oft größer ist als τ_P.

Tabelle 1.

Ergebnisse der Drehversuche mit Stahlrohren bei gleichzeitig herrschenden Zug- oder Druckspannungen.

Nebenspannungen			Ergebnisse des Drehversuches			Verhältniszahlen, die Ergebnisse des reinen Drehversuches gleich 100 gesetzt		
Art	Größe kg/qmm	Größe in Hundertteilen der Elastizitätsgrenze	Elastizitätsgrenze τ_P kg/qmm	Verdrehungswinkel φ für die Längeneinheit bei τ_P	Elastizitätsmodul G kg/qmm	τ_P	φ	G
Zug	0	0	7,4	0,0021	7245	100	100	100
	4,9	33	5,0	17	6350	68	82	87
	7,4	50	4,4	13	7245	60	64	100
	9,8	69	3,2	11	6355	43	53	87
	11,9	81	2,3	7	6775	31	35	93
	14,9	100	1,9	7	5645	25	35	77
Druck	0	0	7,4	0,0021	7000	100	100	100
	5,6	33	5,4	22	4900	73	104	70
	8,4	50	3,2	12	5250	42	57	75
	14,0	83	2,7	18	2940	36	85	42
	16,8	100	2,0	12	3500	27	57	50

Tabelle 2.

Ergebnisse der Biegeversuche mit Rundstäben bei gleichzeitig herrschenden Drehspannungen.

Material	Drehspannung		Ergebnisse des Biegeversuches			Verhältniszahlen, die Ergebnisse des reinen Biegeversuches gleich 100 gesetzt		
	τ_{max} kg/qmm	in v. H. von τ_P	Elastizitätsgrenze σ_P kg/qmm	Elastizitätsmodul E kg/qmm	Durchbiegung a. d. Elastizitätsgrenze λ_P mm	σ_P	E	λ_P
Kohlenstoffstahl	0	0	32,9	23 030	14,2	100	100	100
	16,0	75	28,7	19 880	12,2	87	86	92
	21,3	100	21,7	22 680	10,5	67	98	79
	26,6	125	15,8	22 050	7,0	48	95	53
Nickelstahl	0	0	53,6	23 310	21,0	100	100	100
	10,6	40	48,3	19 390	20,5	90	83	98
	16,0	60	44,8	22 050	21,0	83	94	100
	21,3	80	41,3	22 610	20,8	77	97	99
	26,6	100	37,8	22 610	18,8	70	97	89

Tabelle 3.

Zusammengesetzte Spannungen, berechnet nach den verschiedenen Formeln.

$$q_1 = \frac{1}{2}\left[\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2}\right];\quad q_2 = \frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2};\quad Z = \frac{m-1}{2\,m}\,\sigma + \frac{m+1}{2\,m}\sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2};\quad T = \frac{m+1}{2\,m}\sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2}.$$

Art der Versuche	Material	Art der Beanspruchung	Beobachtungswerte: Zug- oder Druckspannung σ	Beobachtungswerte: Scherspannung τ	Errechnete Werte: Zugspannung q_1	Errechnete Werte: Scherspannung q_2	$m = 4$: Zugspannung Z	$m = 4$: Scherspannung T	$m = 3$: Zugspannung Z	$m = 3$: Scherspannung T
Dreh-Zug-versuche	Stahlrohre	Einfacher Zugversuch	$14,7 = \sigma_P$	—	14,7	7,35	14,7	**9,17**	14,7	**9.8**
		„ Drehversuch	—	$7,35 = \tau_P$	7,35	7,35	9,17	**9,17**	9,8	**9,8**
		Dreh- und Zugbeanspruchung, letztere ∞ 0,33 σ_P	4,9	5,04	8,05	5,6	8,82	7,00	9,1	**7,42**
		0,50 „	7,35	4,41	9,38	5,74	9,87	7,14	10,08	**7,63**
		0,66 „	9,8	3,15	10,71	5,81	10,92	7,21	10,78	**7,70**
		0,81 „	11,9	2,31	12,32	6,37	12,39	**7,91**	12,46	**8,47**
		1,00 „	14.7	1,89	**14,91**	**7,56**	**14,91**	**9.45**	**14,98**	**10,08**
Dreh-Druck-versuche	Stahlrohre	Einfacher Druckversuch	$16,8 = \sigma_P$	—	16,8	**8,4**	16,8	**10,5**	16,8	**11,2**
		„ Drehversuch	—	$7,35 = \tau_P$	7,35	7,35	9,17	**9,17**	9,8	**9.8**
		Dreh- und Druckbeanspruchung letztere ∞ 0,33 σ_{-P}	5,6	5,39	8,82	6,02	9,66	**7.56**	9,94	**8,05**
		0,50 „	8,40	3,15	9,45	5,25	9,66	5,81	9,8	7,00
		0,83 „	14,00	2,66	14,49	**7,49**	14,56	**9,31**	14,63	**9.94**
		1,00 „	16,80	2,03	**17,01**	**8,61**	**17,08**	**10,78**	**17,11**	**11,48**
Biege-Dreh-versuche	Stahlstäbe	Einfacher Biegeversuch	$32,9 = \sigma_P$	—	32,9	16,45	32,9	20,51	32,90	**21,91**
		Biege- und Drehbeanspruchung, letztere ∞ 0,75 τ_P	28,7	15,96	**35,81**	**21,46**	**37,59**	**26,81**	**38,15**	**28,56**
		1,00 „	21,7	$21,28 = \tau_P$	**34,72**	**23,87**	**37,94**	**29,82**	**38,99**	**31,78**
		1,25 „	15,75	26,60	**49,84**	**41,93**	**58.31**	**52,43**	**61,18**	**48.93**
	Nickelstahlstäbe	Einfacher Biegeversuch	$53,55 = \sigma_P$	—	53,55	**26,74**	53,55	**33,46**	53,55	**35,70**
		Biege- und Dreh-Beanspruchung, letztere ∞ 0,4 τ_P	48,3	10,64	50,54	26,39	51,10	**32,97**	51,24	**35,14**
		0,6 „	44,8	15,96	49,84	**27,44**	51,14	**34,34**	51,52	**36,61**
		0,8 „	41,3	21,28	50,26	**29,61**	52,50	**37,03**	53,27	**39,48**
		1,0 „	37,8	$26,60 = \tau_P$	51,52	**32,62**	**54,95**	**40,74**	**56,07**	**43,47**

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907 (s. d. Bd. S. 278).

Von k. k. landw. techn. Konsulent **A. Stift** (Wien).

(Fortsetzung von S. 733 d. Bd.)

Die *selbsttätige, kontinuierlich arbeitende Flüssigkeitswage von Leinert* bewährt sich nach der Mitteilung von *Turek*[33]) überall dort, wo es auf die genaue Feststellung der zu verarbeitenden Flüssigkeitsmenge, ohne andere Nebenzwecke, ankommt. In diesem Falle verdient die Abwage der Flüssigkeit immer den Vorzug vor dem Abmessen derselben und gilt dies z. B. für die Bestimmung der Menge des mit Pumpen in den Wasserturm geförderten Wassers, ferner des Speisewassers im Kesselhaus oder des Saftes nach den Schlammpressen und schließlich für die Mengenbestimmung der Absüßwässer, des Dünn-, Mittel- oder Dicksaftes, der Abläufe von den Zentrifugen, der Melasse usw. Der Apparat (Fig. 27 u. 28) besteht aus zwei großen Gefäßen A_1, A_2, die mit den Schneiden C in der Achse XX auf Stahllagern gußeiserner Ständer, die auf Eisenrahmen befestigt sind, ruhen. Die Achse XX geht nicht durch die Mittelachse der Gefäße, sondern sie liegt näher der Wand, welche das Gegengewicht G trägt. Die Stirnwände gegenüber G tragen Ausflußknierohre, die ein Heberrohr bilden, dessen Ende in der vertieften Stelle des Bodens, unter der Achse, innerhalb des Gefäßes einmündet. Die zu messende Flüssigkeit tritt durch das Einlaufrohr e in die gedeckte Kipprinne B ein, welche mit dem Zähler K in Kontakt ist. Sind beide Gefäße leer, dann bekommt das Gegengewicht G das Uebergewicht und

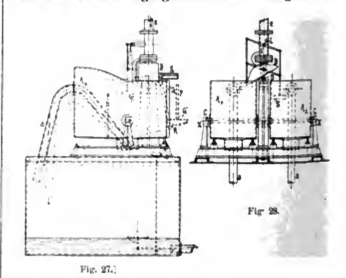


Fig. 27.

Fig. 28.

die Gefäße A_1, A_2 ruhen mit ihren Enden bei G auf zwei Anstoßschrauben, während die Rinne B über das eine Gefäß geneigt ist. Die durch den Stutzen e zugeführte

[33]) Zeitschrift f. Zuckerindustrie in Böhmen 1907, 31. Jahrgang, S. 258.

Flüssigkeit fließt in der geneigten Rinne B in jenes Gefäß, welches gefüllt wird, ab. Das Gegengewicht G ist so bemessen, daß es das Gefäß A in der ursprünglichen Lage so lange erhält, bis die Flüssigkeit die bestimmte Höhe erreicht hat, wo das Gleichgewicht der Flüssigkeit mit dem Gegengewicht eintritt. Tritt noch mehr Flüssigkeit ein, so wird das Gegengewicht gestört und das Gefäß kippt nach vorne über bis zu dem elastischen Anstoß auf dem Rahmen. Durch dieses Umkippen kommt der höchste Punkt des Heberrohres a unter die Oberfläche der Flüssigkeit, das Heberrohr fängt zu funktionieren an und entleert rasch das Gefäß A, welches sodann durch das Gegengewicht wieder in die ursprüngliche Lage gebracht wird. Beim Kippen des Gefäßes nach vorne wird die Kipprinne durch die Seitenwand umgesteuert, und zwar auf die andere Seite, so daß während des Entleerens des Gefäßes A_1 das zweite Gefäß A_2 mit der Flüssigkeit gefüllt wird, daher beide Gefäße abwechselnd selbsttätig und ununterbrochen arbeiten. Die Größe des Gefäßes A und der Durchmesser des Ausflußrohres a sind je nach der gewünschten Leistungsfähigkeit des Apparates derart bemessen, daß das eine Gefäß viel früher entleert als das andere gefüllt wird, wodurch somit in dem Arbeiten der Wage keine Störung eintreten kann. Die Kipprinne B ruht auf dem Anstoßstück D, ohne die Gefäße zu berühren und ohne auf die Empfindlichkeit der Wage einzuwirken. Der Zähler K wird durch die Kipprinne B, deren Zahl von Kippungen er anzeigt, bewirkt, und es wirken daher auch die Widerstände des Zählerwerkes in keiner Weise auf den Kippmoment der Wage, so daß deren Empfindlichkeit, welche nur in den zwei Schneiden liegt, höchst vollkommen ist; durch offizielle Versuche wurde eine Maximaldifferenz von 0,02 bis 0,05 v. H. festgestellt. Wo sehr große Temperaturschwankungen vorkommen und man den geringen Fehler, der dem Apparat — wegen Unsymmetrie seiner Meßgefäße in bezug auf die Drehachse — anhaftet, gänzlich beseitigen will, sind die Gefäße mit Kompensationsröhren R versehen, welche einen entsprechenden Teil des Gegengewichtes G an ihren freistehenden Enden tragen und durch entsprechende Verlängerung durch den Temperaturwechsel die ungleiche Ausdehnung der ersten Hälfte des Gefäßes kompensieren. Das Röhrchen P dient dann als Luftauslaßrohr für das Rohr R. Um auch die ganz kleinen Ungenauigkeiten, welche bei stark wechselndem Flüssigkeitszulauf auftreten, indem im Augenblick des Umsteuerens der Kipprinne verschiedene große Flüssigkeitsmengen in das Gefäß nachfließen können, zu beseitigen, versieht man den Flüssigkeitszulauf mit einer Drosselklappe L, welche von zwei Schwimmern S betätigt wird; diese Schwimmer drosseln entsprechend die Klappe in dem Augenblick, wo die Flüssigkeit bereits die nötige Höhe erreicht hat, wodurch sämtliche Unregelmäßigkeiten, welche durch einen ungleichen Druck beim Flüssigkeitszulauf hervorgerufen werden könnten, beseitigt werden. Diese Drosselklappe, ihre Hebel und Schwimmer wirken aber in keiner Weise direkt auf die Gefäße A_1, A_2, sind daher auch ohne Einfluß auf die Empfindlichkeit der Wage, welche nach wie vor stets gleich bleibt, nämlich von den zwei Schneiden der Prismen abhängig. Anstatt des direkt angeschlossenen Zählwerkes an der Kipprinne B, kann diese auch durch elektrischen Strom mit dem in beliebiger Entfernung aufgestellten Zählwerk verbunden werden, was namentlich dort von großer Wichtigkeit ist, wo aus örtlichen Rücksichten die Wage an einer schwer zugänglichen Stelle aufgestellt werden muß.

Eine *Vorrichtung zum selbsttätigen Abmessen gleicher Gewichtsmengen von Flüssigkeiten* verschiedener Dichte mit selbsttätiger Registrierung und Probenahme hat *A. Rak* konstruiert, deren Arbeit Referent Gelegenheit hatte, in der Zuckerfabrik Böhm. Brod zu verfolgen. Da der Apparat in jeder Beziehung verläßlich und korrekt gearbeitet hat, so erscheint ein näherer Hinweis auf das Prinzip und die Konstruktion desselben von Interesse, wobei Referent den Mitteilungen folgt, welche ihm von *Rak* zur Verfügung gestellt worden sind. Bei vorliegender Konstruktion sind die Vorteile der einen kontinuierlichen Betrieb nicht hindernden volumetrischen Methode mit der peinlichen Genauigkeit der zeitraubenden und unhandlichen direkten Wägungsmethode vereinigt und dabei die Nachteile beider Methoden gänzlich vermieden. Bei vorliegender Erfindung sind nämlich die einfachen Naturgesetze, durch welche die Beziehungen zwischen Volumen, spezifischem und absolutem Gewicht festgesetzt sind, als Grundlage einer neuen Methode der direkten Bestimmung des absoluten Gewichtes von Flüssigkeiten durch das gleichzeitige Zusammenwirken eines Meßgefäßes und eines Aräometers ausgenutzt. Das neue Prinzip findet durch die Fig. 29 und 30 seine Erklärung. A ist ein Aräometer vom Gewichte q, welches

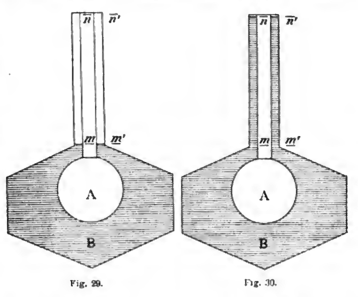


Fig. 29. Fig. 30.

innerhalb des Gefäßes schwimmt und hier in einer Flüssigkeit vom spez. Gewicht S bis zur Marke m und in eine Flüssigkeit vom spez. Gewicht s bis zur Marke n eintaucht. Das Gefäß B enthält in beiden Fällen dieselbe Gewichtsmenge Flüssigkeit, welche im ersten Falle nur bis zur Marke m', im zweiten Falle jedoch bis zur Marke n' reicht. In beiden Fällen steht das Aräometer im Vergleich zum Gefäß B in gleicher Höhe. Um diese Wirkung zu erzielen, muß der Querschnitt p des Aräometers A zwischen den Marken $m\ n$, und der Querschnitt P des Gefäßes B zwischen den Marken $m'\ n'$ in folgender Beziehung stehen:

$$p : (P - p) = q : Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

oder

$$P = p \frac{Q + q}{q} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Stellt man also die Füllung des Gefäßes B mit einer Flüssigkeit in dem Augenblick ein, in welchem das Aräometer die vorher bestimmte Höhe erreicht hat, so ist im Gefäß B sicher das Q der betreffenden Flüssigkeit enthalten. Diese Behauptung läßt sich auch in folgender Weise rechnerisch beweisen: Bei richtiger Dimensionierung des Aräometers A und des Gefäßes B müssen die Marken m und m' in eine horizontale Ebene fallen, wobei selbstverständlich der Inhalt der vom Aräometer verdrängten Flüssigkeit $\frac{q}{S}$ und der von der Flüssigkeit erfüllte Raum $\frac{Q}{S}$ betragen muß. Wenn die obige Behauptung richtig ist, so müssen auch die Marken n und n' in eine hori-

zontale Ebene fallen oder der Abstand der Marken $m\,n$ muß gleich dem von $m'\,n'$ sein.

$$m\,n = \frac{\frac{q}{s} - \frac{q}{S}}{p}$$

$$m\,n = \frac{q}{p}\,\frac{S - s}{S\,s} \quad \ldots\ldots \quad 3)$$

$$m'\,n' = \frac{\frac{Q}{s} - \frac{Q}{S}}{P - p},$$

oder durch Substitution nach Gleichung 1

$$m'\,n' = \frac{q}{p}\,\frac{S - s}{S\,.\,s} \quad \ldots\ldots \quad 4)$$

Aus den Gleichungen 3 und 4 ist ersichtlich, daß

$$m\,n = m'\,n',$$

was zu beweisen war.

In manchen Fällen wird es sich als notwendig herausstellen, daß sich das abzuwägende Gewicht nach Bedarf ändern lasse, wie z. B. in der Zuckerindustrie, wo, je nach dem Rübenmaterial, der Saftabzug auf der Diffusionsbatterie geändert werden muß. Zur Erreichung dieses Zweckes wird das Aräometer derart konstruiert, daß im Betrieb das Gewicht q geändert werden kann, wie folgendes Beispiel zeigt: Ist der Normalabzug 5000 kg, und das Verhältnis $p : (P - p) = 1 : 100$, so ist das normale Aräometergewicht $q = 50$ kg. Will man nun den Abzug auf 5200 kg erhöhen, so hat man nur das Gewicht des Aräometers um 2 kg, d. i. auf 52 kg zu vergrößern, wozu genau geeichte Ringe dienen. Gegenüber der meist gebräuchlichen aber weniger genauen Methode der Bestimmung des absoluten Gewichtes von Flüssigkeiten durch Berechnung aus dem gemessenen Volumen und der Flüssigkeitsdichte unterscheidet sich das neue Prinzip wesentlich durch die absolute Präzision auf Grund der Zusammenwirkung von Aräometer und Meßgefäß. Die direkte Wägung eignet sich wieder für die Anforderungen des Großbetriebes nicht, weil sie verlangt, daß das Wägegefäß während der Wägungsperiode vollkommen frei und isoliert von seiner Umgebung auf der Wage, daher also auch außer jeder Verbindung mit Einlaß- und Auslaßrohrleitungen, steht. Der neue Apparat hingegen besitzt für den Großbetrieb den Vorteil, daß er unbeweglich auf seinem Platz stehend in fester Verbindung mit den Rohrleitungen bleibt und sich deshalb allen Anforderungen des Betriebes anpassen läßt. C und D (Fig. 31) sind die mit dem tiefsten Teil des Apparates verbundenen Ventile für den Ein- und Austritt der Flüssigkeiten und werden durch die übereinander angeordneten Gewichte E und F gesteuert. E und F sind durch eine Kette mit dem Aräometer verbunden, werden durch dasselbe gehoben und durch das im Gestell H eingerichtete Sperrwerk in dieser Lage gehalten. Hat nun das von der einlaufenden Flüssigkeit wieder gehobene Aräometer seine Höchstlage erreicht, so läßt es mittels des Kipphebels M das Sperrwerk H aus, die Gewichte E und F können nun frei auf die Ventilhebel fallen, bewirken so das Schließen des Eintritts und sofort darauf das Oeffnen des Ausflusses. Bevor die Flüssigkeit während der Füllungsperiode in den rohrförmigen Oberteil des Meßgefäßes eintritt, wird von derselben ein kleiner Schwimmer gehoben. Das mit demselben durch eine Kette verbundene Gewicht L betätigt vor Erreichung der Höchstlage den Probenahmehahn S und die Drosselklappe P samt Hebel, welche den Eintritt der zuletzt eintretenden Flüssigkeitspartien verzögert, um die Genauigkeit des Abschlußmomentes zu verschärfen. Ist nun auf diese Weise die genaue Gewichtsmenge der Flüssigkeit in den Apparat eingetreten und die Umsteuerung der Ventile erfolgt, so beginnt sofort wieder seine Entleerung. Inzwischen bleibt das Aräometer in der Höchstlage hängen, da seine Bewegung durch das zweite auch im Gestell H enthaltene Sperrwerk gehemmt ist. Der kleine Schwimmer hingegen sinkt ungehindert mit der Flüssigkeit und schließt dabei den Probenahmehahn S und öffnet die Zuflußdrosselklappe P. Die Rolle J, in der die Kette dieses Schwimmers läuft, trägt auf ihrer Welle einen Daumen aufgekeilt, welcher während der Entleerungsperiode den Kipphebel M in seine ursprüngliche Lage zurückbringt. Gegen den Schluß der Ausflußperiode tritt nun ein zweiter Schwimmer von kleineren Abmessungen in Tätigkeit, der sich im sackförmigen Unterteil des Gefäßes befindet. Dieser ist mittels einer über die Rollen O laufenden Kette zur Erreichung größter Genauigkeit mit einer den Austritt der Flüssigkeit verzögernden Drosselklappe R verbunden. Außerdem ist an dieser Kette ein Hahn T angehängt, welcher die vom Probenahmehahn S entnommene Probe in einen Sammelflasch U abläßt. An der Kettenrolle dieses Schwimmers ist ebenfalls ein Hebel aufgekeilt, welcher bei der tiefsten Lage des Schwimmers das zweite Sperrwerk auslöst. Das infolgedessen frei gewordene Aräometer fällt nun herunter und zieht die Gewichte $E\,F$ in die Höhe, welche



Fig. 31.

die Ventile umsteuern, wodurch selbsttätig das Spiel von neuem beginnt. Die unterhalb der Gewichte *E F* angebrachte hydraulische Bremse *W* dient zur Milderung des durch den Fall hervorgebrachten Schlages und ein mit dem Hebel des Ventiles verbundenes Zählwerk *Z* zeigt selbsttätig jede erfolgte Wägung, welche durch den Klang eines Glöckchens angezeigt wird. Der Apparat kann auf ein Postament gestellt werden, läßt sich aber auch in beliebiger Weise an eine Mauer anbringen. Seine Verwendbarkeit ist eine äußerst vielseitige, er ist für alle Flüssigkeiten verwendbar, zu deren Dichtigkeitsbestimmung ein Aräometer zulässig ist. In der Zuckerfabrikation kann der Apparat zur Mengenbestimmung von Diffusions-, Dünn- und Dicksäften, filtrierten Sirupen usw. dienen, er ermöglicht ohne Mühe und Rechnung die Regelung des Diffusionssaftabzuges nach dem Gewichte und gestattet aus den mechanisch entnommenen Durchschnittsproben einwandsfrei die in die Verarbeitung eingeführte Zuckermenge zu bestimmen, man ist weiter in der Lage auf Grund der durch den Apparat festgestellten Menge des Dicksaftes genau die Wirkung einer Verdampfungsanlage zu berechnen, wie auch ferner die Kontrolle der Füllmassearbeit, wenn man die Menge der Abläufe mittels des Apparates bestimmt, ermöglicht wird. Sehr praktisch ist die Verwendung des Apparates in solchen Fabriken, die flüssige Zwischenprodukte wie Dicksaft, Melassen, Klären, Absüße usw. an eine andere Fabrik abzugeben haben, wie dies z. B. bei Unternehmungen, wo Rohfabrik und Raffinerie getrennt verwaltet werden, öfter der Fall ist. Schließlich eignet sich der Apparat auch noch für andere Industriezweige, nämlich zum Wägen von Wasser, besonders Kesselspeisewasser behufs Kontrolle des Kesselhauses, für Alkohol und alkoholische Lösungen, für Bier und Bierwürze, für Petroleum und dessen Nebenprodukte, für Oele und für eine große Menge flüssiger Produkte und Nebenprodukte der chemischen Industrie. Wie bereits bemerkt, so hat der Apparat in der *Zuckerfabrik Böhmisch Brod* tadellos und korrekt gearbeitet, wie sich Referent speziell durch Kontrolle mittels einer Dezimalwage von der richtigen Funktion überzeugt hat. Bei einer Zuflußröhre von nur 80 mm Durchm. waren 5 Meterzentner Grünsirup in längstens 4 Minuten abgewogen. Eine besondere Beaufsichtigung erscheint bei der genauen Arbeit des Apparates nicht notwendig. Die Wage ist durchaus nicht empfindlich, verlangt aber naturgemäß wie jede sicher arbeitende Wage, daß sie rein gehalten und in einem Raum aufgestellt wird, der frei von Wasserdämpfen und auch frostfrei ist. Zum Schluß sei noch bemerkt, daß der durch das D. R. P. No. 182881 geschützte Apparat in der nächsten Kampagne auch in anderen Zuckerfabriken Einführung findet und zwar nicht nur für Rohsäfte allein, sondern auch für Dünn- und Dicksäfte und Sirupe.

(Schluß folgt.)

Zeitschriftenschau.

Brückenbau.

Brückenmontierung. (*Linton.*) Eine eingleisige, rd. 84 m lange Eisenbahnbrücke wurde zur Vermeidung von festen Gerüsten in dem 11,5 m tiefen Fahrwasser von der Kgl. Schwedischen Eisenbahnverwaltung in folgender Weise montiert. Nachdem die Eisenkonstruktion hart am Ufer längs des Flusses vollständig zusammengebaut war, wurde sie an einem Ende mit einer Verlängerung versehen, die sich auf einen im Landwiderlager einbetonierten gußeisernen Drehzapfen stützte. Das andere Ende wurde nach einer kurzen Verschiebung über eine Flügelmauer mittels dreier Prähme unterstützt, die in einen Ufereinschnitt eingeschoben waren. Nachdem die Prähme durch Auspumpen des Wasserballasts gelichtet waren und so die Hebung des äußeren Brückenendes übernommen hatten, wurden sie durch einen Dampfer in einem Viertelkreis in den Fluß hinausgeschleppt, so daß die Brücke sich um den Zapfen am Landende drehen mußte. Durch Einlassen von Wasser in die Prähme konnte dann die Brücke auf die Lager des Strompfeilers gesenkt werden.

Das Eigengewicht der Brücke betrug 358 t, die Dauer der Ausdrehung 1 Std. 45 Min. (Z. d. V. d. I. 1907, S. 1601—1603.) *Ky.*

Dampfturbinen.

Die Dampfturbinenanlage des Vierschraubenschnelldampfers „Lusitania". Am 7. September trat der neue Turbinendampfer „*Lusitania*" der *Cunard-Gesellschaft* seine erste Ozeanreise an. Der von *John Brown & Co.* in Clydebank erbaute Schnelldampfer besitzt eine Gesamtlänge von 239 m, einen Raumgehalt von 32500 t und eine Maschinenleistung von 68000 PS_i, welche durch 4 Parsonsturbinen (2 Hoch- nnd 2 Niederdruckturbinen) geliefert wird. Jede Turbine arbeitet auf eine besondere Schraubenwelle. Die beiden äußeren Wellen werden von je einer Hochdruckturbine, die Innenwellen von je einer Niederdruckturbine mit dahinterliegender Rückwärtsturbine angetrieben. Jede der 4 Dampfturbinen leistet 17000 PS_i bei 140 Umdreh. i. d. Min. Die Hochdruckturbine hat einen mittleren Gehäusedurchmesser von 3,5 m und eine Länge von 8,6 m; der Durchmesser der Schaufeltrommel beträgt 2,5 m. Bei der Niederdruckturbine beträgt der Durchmesser der Trommel 3,5, die Länge 2,5 m, die Trommeln sind aus geschmiedetem Stahl hergestellt. Die Wellen in den Lauftrommeln haben eine Stärke von 1 m in der Mitte, in den Lagern 0,5 m. Die freitragende Länge zwischen den Lagern beträgt bei der Niederdruckturbine ∾ 9,5 m. Die Trommelwand ist mit der Welle durch Gußstahl-Radscheiben verbunden, deren größte mit 6 Radspeichen 11750 kg wiegt. Die Schaufeln der Trommeln nehmen von 57 mm am Einlaß der Hochdruckturbine auf 560 mm am Auslaß der Niederdruckturbine zu und werden durch 3 Reihen Schrumpfbänder versteift. Zur bequemen Untersuchung des Turbineninnern können die oberen Gehäusedeckel mittels eines elektrischen Hebewerkes leicht angehoben werden. Ein Deckel der Niederdruckturbine wiegt 115000 kg.

Zur Erzeugung des Dampfes von 13,7 at Spannung dienen 25 Kessel mit einer Gesamtheizfläche von 14727 qm. Dicht vor den beiden Niederdruckturbinen liegen 4 Oberflächenkondensatoren von je 1925 qm Kühlfläche, die ihr Kühlwasser durch 8 Kreiselpumpen von 1067 mm Laufraddurchmesser erhalten. Je 4 dieser Pumpen werden durch eine stehende Einzylinder-Kolbenmaschine mit 300 Umdreh. i. d. Min. angetrieben. Beide Dampfmaschinen sind zusammengekuppelt, so daß sich die Axialdrucke der gegeneinander gestellten Kreiselpumpen ausgleichen. Außerdem sind noch 2 Hilfsumlaufpumpen vorhanden. Zur Absaugung der Luft dienen 4 Naßluftpumpen, zu deren Reserve weitere 4 Trocken-Luftpumpen vorgesehen sind; die Zylinder der letzteren liegen über den Dampfzylindern. Zur Versorgung des Schiffes mit elektrischem Licht und Kraft dienen vier *Parsons*-Gleichstromturbodynamos von je 375 KW bei 1200 Umdreh. i. d. Min. Der Abdampf dieser Turbinen wird zur Speisewasservorwärmung verwendet. Die Turbinen arbeiten dabei mit einem Gegendruck von 1,35 kg/qcm abs. und ergaben unter diesen Verhältnissen bei einem Anfangsdruck von 11,7 at einen Dampfverbrauch von 21,5 kg f. d. KW/Std.

Bei der Probefahrt des Dampfers erreichte derselbe eine Höchstgeschwindigkeit von 26,4 Seemeilen, bei einer 48 stün-

digen Dauerfahrt betrug die mittlere Geschwindigkeit 25,4 Seemeilen. Der Dampfdruck am Kessel war dabei 13,1 kg/qcm, am Eintrittsstutzen der Hochdruckturbine 10,55, am Einlaß der Niederdruckturbine 0,25 kg/qcm Ueberdruck. Das Vakuum betrug 0,055 kg/qcm abs. Bei 188 Umdreh. i. d. Min. wurde eine indizierte Leistung von 64 600 PS mit einem Torsionsindikator gemessen. Die Vibrationen des Schiffes waren praktisch unmerklich. Die erste Ozeanfahrt von Liverpool nach New York wurde in 5 Tagen 1 Stunde und 34 Minuten mit einer mittleren Geschwindigkeit von 23,15 Seemeilen ausgeführt, die ein wenig hinter der Geschwindigkeit des Kolbenmaschinenschnelldampfers *„Deutschland“* zurückblieb.
Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1907, S. 403—408.
M.

Eisenbahnwesen.

Lokomotivdienst. Wie verhältnismäßig groß die Leistungen im Rangierdienst sind, ist aus folgender Uebersicht des Lokomotivdienstes auf den preußischen Staatseisenbahnen in dem letzten Jahrzehnt ersichtlich. In den letzten drei Jahren ist zwar ein wesentlicher Fortschritt zu verzeichnen, immerhin bleibt noch das Verhältnis der Rangierkilometer zu den Lokomotivkilometern wie 1 : 3,2. (Annalen für Gewerbe und Bauwesen 1907, S. 124—126.)
W.

	1896/95	1900	1903	1904	1905
Bestand an Lokomotiven	10 937	12 666	14 030	14 833	15 295
geleistete Nutzkilometer	252 977 000	254 456 000	378 456 000	406 832 000	433 971 000
Leerfahrtkilometer	18 836 000	25 456 000	28 606 000	31 922 000	34 456 000
Rangierdienstkilometer	119 425 000	152 411 000	186 478 000	201 713 000	218 041 000
Lokomotivdienstkilometer im ganzen	391 238 000	509 066 000	593 540 000	640 476 000	686 467 000
Verhältnis d. im Rangierdienst geleisteten Kilometer zu d. Nutzkilometern	1 : 2,12	1 : 2,17	1 : 3,2	1 : 3,5	1 : 3,15

Eisenbeton.

Simplex-Betonpfähle. (*Siegfried.*) Bei der Gründung des großen Kuppelbaues im Neubau des Verkehrsministeriums und der großen Hallen für die Ausstellung auf der Theresienwiese in München ist die Simplex-Betonpfahlgründung angewendet worden. Dieses Gründungssystem ist von dem amerikanischen Ingenieur *Frank Schumann* in Philadelphia, dem Präsidenten der *Concrete Piling Co.*, erfunden und läßt sich bei allen Bodenarten anwenden, die nicht unmittelbar bebaut werden dürfen, sowohl im trocknen Baugrund, als auch im Wasser.

Der Baugrund des Neubaues des Verkehrsministeriums bestand auf 6 m Tiefe aus gelagertem Kies und Sand. Darunter befand sich eine 5 m tiefe gelbliche und grünliche Triebsandschicht. Unter dieser lag eine feste Flinzschicht. Der Grundwasserspiegel befand sich 5 m unter Geländeoberkante. Da in der Nähe des Kuppelbaues die Linie der geplanten Untergrundbahn vorbeiführt und große Brunnenanlagen zur Ausführung kommen sollen, so ist anzunehmen, daß bei dem Betrieb der letzteren Senkung des Grundwassers und der Triebsandschicht eintreten werden. Eine Gründung mit einer Eisenbetonplatte mußte daher mindestens 8 m unter Geländeoberkante liegen; bei einer Gründung auf einzelnen Fundamentklötzen mußte man bis auf die feste Flinzschicht gehen, so daß in beiden Fällen eine sehr teure Wasserhaltung erforderlich würde. Auf dem Baugelände der Ausstellungshallen waren früher Kiesgruben im Betrieb, die vor rd. 20 Jahren mit Kies, Bauschutt und Schlacken zugeschüttet worden sind. Der tragfähige Boden liegt daher erst 6—10 m unter der Oberfläche. Bei diesen schwierigen Bodenverhältnissen wurde die Gründung mit Simplex-Betonpfählen gewählt, weil hierbei weder ein Erdaushub noch eine Wasserhaltung erforderlich ist, so daß die Kosten wenigstens ein Drittel geringer sind als bei anderen hier anwendbaren Gründungsarten.

Bei der Simplexpfahlgründung wird ein mit zweiteiliger Spitze geschlossenes Rohr durch die nicht tragfähigen Schichten hindurch in den gewachsenen Boden eingetrieben; die im Boden steckende Form wird mit Beton ausgefüllt, und nach Beendigung des Stampfens wird das Rohr, dessen Spitze sich hierbei öffnet, in die Höhe gezogen.

Das erforderliche Rammgerüst ist 17 m hoch und steht auf einer 7,5 m langen Rammstube, die auf zwei Stahlrohren von 5 m Länge und 25 cm Durchm. ruht. Als Laufschiene für diese Walzenrohre dienen Holzbalken. Auf dem hinteren Teil der Rammstube steht die 30 PS *Lidgerwood*-Maschine mit Friktionsantrieb für zwei Seiltrommeln, von denen die eine das Rammbärseil, die andere das Zugseil des Rammrohres aufnimmt. Die Verbindung des letzteren mit dem Rammrohr geschieht durch die Rohrzugschelle, die unter dem 40 cm breiten Verstärkungsring am Kopfe des Rammrohres angreift. Dieses aus *Siemens-Martin*-Flußstahl hergestellte Rohr hat einen Durchm. von 40 cm, eine Wandstärke von 20 mm und eine größte Länge von 10,70 m. Am unteren Rohrrande ist eine Manschette von 45 cm Durchm. festgenietet, an der die sogen. Alligatorspitze drehbar befestigt ist. Dieselbe besteht aus zwei zylinderförmigen Flügeln, die bei geschlossener Spitze durch eine Verzahnung ineinander greifen und noch durch einen konischen Stift zusammen gehalten werden. Im geöffneten Zustande hängen diese Flügel vollständig parallel zur Zylinderfläche des Rammrohres. Der Gußstahlrammbär ist 1500 kg schwer und hängt im Zustand der Ruhe im Kopf des Rammgerüstes. Die Schlaghaube besteht aus Stahlguß und trägt in einer Versenkung einen 30 cm hohen Eichenklotz, um das Schlagen von Eisen auf Eisen zu verhindern. Die Alligatorspitze ist zunächst geschlossen und durch den konischen Stift zusammengehalten. Hierbei hängt das Rammrohr in der Rohrzugschelle. Durch Nachlassen des Seiles läßt man das Rohr auf dem Gelände sich aufsetzen, wobei sich die Spitze in den Boden eingräbt. Nun wird der Stift gelöst, da die beiden Flügel der Spitze durch den Erddruck allein zusammengehalten werden. Hierauf wird das Rohr eingerammt. Nach Beendigung der Rammarbeit wird die Schlaghaube und der Rammbär in die Höhe gezogen und auf den Kopf des Rohres ein Trichter aufgesetzt.

An dem Kopf der Ramme sind noch zwei kleine Rollen angebracht. Durch die eine geht das Seil des Betoneimers, durch die andere das Seil des Betonstampfers. Das Rammrohr wird 2 m hoch mit Beton gefüllt. Dann wird derselbe mit dem Betonstampfer gestampft. Gleichzeitig geht durch Einschalten der zugehörigen Seiltrommel die bis jetzt frei hängende Rohrschelle in die Höhe, faßt das Rammrohr unter dem Verstärkungsring und zieht dasselbe in die Höhe. Hierbei öffnen sich die Flügel der Spitze, so daß das Rammrohr am Umfang des gestampften Betonpfahles in die Höhe gleitet. Dieser Arbeitsvorgang wird so oft wiederholt, bis der Pfahl die richtige Höhe hat. Mit einer Ramme wurden in sechs Wochen 520 Pfähle von 1770 m Gesamtlänge gestampft. Die Vorwärts- und Seitwärtsbewegung wurde durch die Rammmaschine mit Hilfe der beiden Stahlrohrwalzen selbst bewirkt.

Zur Aufnahme von Horizontalkräften wurden in den oberen

Teil der Pfähle sechs Rundeisen von 20 mm Durchm. eingelegt und durch wagerechte Bügel von 10 mm Durchm. in 40 cm Abstand verbunden. Die Köpfe der Pfähle sind durch eine gemeinsame Eisenbetonplatte von 60 cm Höhe verbunden.

Bei dem Bau der Ausstellungshallen waren je vier Pfähle durch eine Kopfplatte vereinigt und erhielten zusammen eine Belastung von 86 t. Die Tragfähigkeit eines Pfahles betrug nach einer für diese Pfahlgründung aufgestellten Formel 68,4 t, infolge der großen Reibung am Umfange des Pfahles. Der Mantel desselben ist sehr rauh, weil bei dem Eintreiben des Rohres das umhüllende Erdreich aufgerissen wird und die entstehenden Höhlungen am Umfange des Rohrmantels bei dem Betonieren ausgefüllt werden.

Bei der Gründnng des Neubaues des Verkehrsministeriums war es wegen der festen oberen Kiesschicht sehr schwer, das Rohr mit Manschette und Alligatorspitze herauszuziehen. Daher wurden hier glatte Rohre verwendet mit einer lose unten eingesetzten gußeisernen Spitze, die im Boden sitzen blieb. Trotzdem hier die Pfähle 350 m hoch im Grundwasser stehen, war das Rammrohr vor dem Einbringen des Betons wasserfrei, so daß der Beton vollständig trocken eingebracht wurde. (Mitteilungen über Zement, Beton und Eisenbeton der Deutschen Bauztg. 1907, S. 65—67 u. 70—72.) Dr.-Ing. *P. Weiske*

Lokomotivbau.

Eine elektrische Lokomotivförderung für 2000 Volt Gleichstrom (*O. Schroedter*) ist von den *Siemens-Schuckertwerken* zur Verbindung der Hochofenwerke der *Moselhütte* mit ihrer Erzgrube *St. Marie* erstellt worden. Leerzüge wie Lastzüge haben auf der 14 km langen Strecke lange Steigungen bis zu 30 ‰ zu überwinden. Befördert werden Trichterwagen von 3 t Eigen- und 8 t Ladegewicht, sowie Selbstentlader von 12 t Eigen- und 30 t Ladegewicht. Die Gesamtzuglasten schwanken zwischen 200 und 300 t. Es war die Wahl zwischen Gleichstrom 2000 Volt und Wechselstrom 6000 Volt zu treffen. Die Gleichstromlokomotiven erforderten nur vier, die Wechselstromlokomotiven sechs angetriebene Achsen. In wirtschaftlicher Beziehung wäre der Wechselstrom überlegen gewesen, doch fürchtete man seinen Einfluß auf Signal- und Fernsprechanlagen. Der 2000 Volt-Gleichstrom reichte aus, um ohne übermässigen Kupferaufwand die ganze Strecke wirtschaftlich mit Strom zu versorgen. Der Gleichstrom wird von zwei Umformern geliefert, bestehend aus je vier Maschinen auf gemeinsamer Welle: Synchroner Drehstrommotor (375 Umdr./Min. 880 PS, 5700 Volt), seinem Anwurfsmotor, Gleichstrommaschine (600 KW, 2000 Volt), Erregermaschine (65 Volt). Die Fahrleitung besteht aus zwei Fahrdrähten von je 55 qmm Querschnitt. Drei vierachsige Drehgestellokomotiven mit den Abmessungen:

Länge über die Puffer	10 400 mm
Breite	2 200 „
Höhe (ohne Stromabnehmer)	3 850 „
Drehzapfenabstand	4 800 „
Drehgestelle-Radstand	2 600 „
Laufraddurchmesser	1 250 „
Spannweite	1 000 „
Motorenzahl	4
Gesamtleistung	640 PS
Gesamtgewicht	55 t

Jede Laufachse wird durch einen Motor von 160 PS Stundenleistung mittels Zahnradvorgelege angetrieben. Je zwei Motoren sind stets in Reihe geschaltet. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 561—567). *Hg.*

Pumpen.

Glatter Diffuser bei Zentrifugalpumpen. (*J. Novák.*) Die von *Grun* (s. D. p. J., S. 415 u. 416 d. Bd.) entwickelte Gleichung für die Drucksteigerung in einem Diffuser wird für reibungsfreie Strömung auf die Form

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{c_1^2}{2g}\left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]$$

zurückgeführt und diese Gleichung mit Hilfe des *d'Alembert*schen Prinzips auf anderem Wege bewiesen und gleichzeitig für die Strömungskurve die Gleichung

$$r = r_1 e^{\varphi \operatorname{tg} \epsilon}$$

gefunden, wonach die Kurve eine logarithmische Spirale ist.

Annähernd reibungslose Strömung erhält man, wenn die Diffuserwände mit dem Laufrade aus einem Stück hergestellt werden (österreich. Patent von Ing. *Feuchtinger*). Die Durchrechnung einer derartig gebauten Pumpe ergibt aber, daß die Druckerhöhungsarbeit durch die vergrößerte Oberflächenreibungsarbeit wieder aufgehoben wird, so daß eine solche Pumpe gegenüber einer gewöhnlichen *ohne* Leitvorrichtung keine Vorteile aufweist.

Bei Berücksichtigung der Reibung ist die Strömungskurve gestreckter, die Druckerhöhung ist kleiner, ebenso die Endgeschwindigkeit des Stromes. Die genaue Berechnung zeigt, daß die Weite des Diffusers ohne Einfluß ist, denn bei konstanter Menge ist die Drucksteigerung bei beliebiger Weite konstant. Dagegen erreicht man mit derselben Pumpe bei kleineren Mengen kleinere und bei größeren Mengen größere Druckhöhen (bis zu gewissen Grenzen), weil die Widerstände im Diffuser sich nicht viel ändern; es sind aber bei nicht großen Schwankungen der Menge die Unterschiede in den Druckhöhen nicht bedeutend.

Den Vorteilen eines solchen glatten Diffusers: selbsttätige Anpassung an die verschiedenen Fördermengen bei gutem Wirkungsgrad und Unempfindlichkeit gegen Verunreinigungen der Förderflüssigkeit, stehen als Nachteile gegenüber größere radiale Abmessungen und die Unmöglichkeit, mit nur *einem* Rade beliebig große Förderhöhen bei gutem Nutzeffekt zu erreichen Eine Konstruktion, welche dies ermöglicht, ist die durch D. R. P. No. 163 111 und 170 447 bekannt gewordene Anordnung von lose auf der Nabe gelagerten, das Laufrad einhüllenden Scheiben, welche über den Rand des Laufrades verlängert sind und dort einen mehrteiligen rotierenden Diffuser bilden, an den sich noch ein fester Diffuserring anschließen kann. Hierdurch wird die Oberflächenreibungsarbeit sehr vermindert, ebenso die Diffuserverluste, da die losen Scheiben sich mit dem Laufrade und zwar langsamer als dieses drehen; infolgedessen kann man die reibungsfreie Bewegung der Berechnung zugrunde legen.

Durch passende Abmessungen des Diffusers kann man bis zu 80 v. H. der kinetischen Energie des Wassers in potentielle umwandeln. (Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen 1907, S. 364 bis 368.) *K.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Halb-Stahlwagen. (*Olds.*) Die *Milwauke Railway and Light Company* hat neue Wagen gebaut, die nicht vollständig, sondern nur zum wesentlichsten Teil aus Stahl hergestellt sind und in der Bauart des Bodenrahmens, in der Versteifung der Plattformen und in anderen Teilen von der üblichen Bauart der stählernen Wagen abweichen. Mit Rücksicht darauf, daß in *Milwaukee* die lichte Durchfahrtshöhe unter Brücken nur 4,1 m beträgt, konnte als größte Dachhöhe nur 3,65 m gewählt werden. Der Fußboden wurde dann 1,06 m hoch angeordnet, um die lichte Wagenhöhe möglichst groß zu erhalten. Der Wagen ist 12,2 m lang und besitzt nur an den Enden der Längsseiten je eine 870 mm breite Tür. Die Längsversteifung des Wagens ist durch Bekleidung der Seitenwände unter den Fenstern mit 780 mm hohem und 4,75 mm dickem Stahlblech erzielt. Das einzige Längsglied, welches unter dem ganzen Wagenfußboden von einer Pufferbohle zur anderen hindurchgeht, ist ein 254 mm breites U-Eisen, welches unter den Querträgern an den Türpfosten und Drehzapfen gekröpft ist. Von den letzteren bis zur Pufferbohle ist das U-Eisen durch ein untergenietetes Winkeleisen von 23,3 kg/m Gewicht bei 100 und 130 mm Schenkel-

breite verstärkt. Die Querträger unter den Türpfosten werden von 125 mm U-Eisen gebildet, die durch eine über zwei Stege geführte Spannstange von 20 mm Durchm. versteift sind.

Die Seitenträger des Wagens bestehen aus zwei Winkeleisen, einem äußeren 90 × 150 × 9,5 mm und einem inneren 76 × 115 × 9,5 mm. Beide sitzen auf der 3 mm starken Blechplatte, die den ganzen Wagenboden bedeckt und mit allen Längs- und Querträgern vernietet ist. Die Stoßfugen dieser Platte sind auf die Mitten der Querträger verlegt. Die aufgehenden Streben sind, soweit sie auf Druck beansprucht werden, aus 100 × 50 mm T-Eisen mit Holzverkleidung hergestellt (es sind dies die Türpfosten und die Pfosten unmittelbar hinter den Drehzapfen). Die übrigen Pfosten sind aus Holz hergestellt und mit je einer 13 mm Zugstange armiert, die unten an der Bodenkonstruktion und oben an ein den Wagen entlang geführtes 200 mm breites und 9,5 mm dickes Flacheisen befestigt sind. Auch die stählernen Dachspriegel sind an dieses Flacheisen angenietet. Die Ausführung des Daches ist in der im Holzwagenbau üblichen Weise erfolgt. Bemerkenswert ist nur, daß die Enden der Laterne nicht durch kappenförmiges Herabziehen des Daches, sondern durch senkrechte, mit Fenstern versehene Abschlußwände begrenzt sind.

An jedem Wagenende befindet sich ein Führerraum. Ferner sind an einem Ende neben der Tür Räume für die Warmwasserheizung, einen Abortraum und eine Hochspannungskammer und am anderen Ende Räume für die Kompressor- und Beleuchtungsschalter, für Sicherungen und Feuerlöschgeräte angeordnet.

Die Drehzapfenentfernung beträgt nahezu 9 m, der Radstand der mit Laufrädern von 915 mm und Achsen von 140 mm Durchm. ausgerüsteten Drehgestelle 1,95 m. Die Lagerabmessungen sind 130 × 230 mm. Bei den mit Wiege gebauten Drehgestellen ist bemerkenswert, daß nur die Mittelträger mit den Querträgern, dagegen nicht die Drehgestellecken durch Knotenbleche verbunden sind. Es soll hierdurch eine gewisse Nachgiebigkeit erzielt werden, die bei starken Beanspruchungen Brüche ausschließt.

Die Bremse wird durch Druckluft angestellt. Jeder der vier Bremsklötze eines Drehgestelles ist mit einer besonderen Rückzugsfeder und gleichzeitig mit einer Führung versehen. Ueber die Aufhängung der Bremsklötze s. S 702 d. Bd. (Street Railway Journal 1907, Bd. II, S. 218—221.) *Pr.*

Transportwesen.

Benzintransport. Für den Transport des Benzins in chemischen Wäschereien werden die Pumpen vielfach durch den Druckluftbetrieb ersetzt, wobei jedoch anfänglich Explosionen auftreten. Als Ursache wurde festgestellt, daß sich aus dem in den Röhren befindlichen Eisenrost durch Einwirkung des im Benzin enthaltenen Schwefels Schwefeleisen bildet, welches dem Platinschwamm ähnliche Eigenschaften besitzt, also beim Ueberstreichen von Luft ins Glühen kommt. Da außerdem die Druckluft infolge der Kompression erhitzt ist, wird die Entzündungstemperatur des Benzins bald erreicht.

Versuche mit Kohlensäure als Druckgas lieferten zwar günstige Betriebsergebnisse, aber dieselben waren mit bedeutenden Kosten verknüpft. Nach einem Verfahren der Firma *Gebr. Dietzel* in Nordhausen a. H. wird die Kohlensäure nun zweckmäßig durch Schornsteingase ersetzt, deren Sauerstoffgehalt so gering ist, daß sie zu Explosionen keinen Anlaß geben. Die Schornsteingase werden vor der Verwendung durch einen Reinigungsapparat gesogen, der sowohl Ruß und andere Verunreinigungen wie die Funken zurückhält. Das Druckgas wird in einem Behälter aufgespeichert, wo es auch als vorzügliches Feuerlöschmittel zur Verfügung steht. (Sozial-Technik 1907, S. 137—139.) *Ky.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftanlage Trins. (*Herzog.*) Der Ueberschuß der zur Wasserversorgung der Gemeinden Trins und Digg in der Schweiz bereits ausgenutzten Trins-Quelle wird durch eine vorläufig 600 PS liefernde Anlage zweckmäßig verwendet. Die vorhandene Quellfassung ist durch Anlage einer neuen Mauer erweitert worden und liefert die ganze Wassermenge der Quelle durch eine 500 mm weite Rohrleitung an ein Verteilwasserbecken ab, aus dem zunächst die 150 mm weite Wasserleitung der genannten Gemeinden gespeist wird, während der Rest durch eine andere Leitung in einen Sammelbehälter von 1170 cbm Inhalt fließt. Von hier aus wird das Wasser durch eine gußeiserne Druckleitung von 500 mm Weite dem Kraftwerk mit 138 m Gefälle zugeführt. Im Krafthaus sind zwei von der *Aktiengesellschaft vorm. J. J. Rieter* in Winterthur gebaute Pelton-Hochdruckturbinen mit zwei Einlaufdüsen aufgestellt, die bei dem angegebenen Nutzgefälle und 750 Umdreh. i. d. Min. je 300 PS leisten; die mit ihnen gekuppelten Drehstromgeneratoren, die von *Brown, Boverie* & *Co.* gebaut sind, liefern 8000 Volt Spannung bei 50 Perioden i. d. Sek. (Zeitschr. f. d. gesamte Turbinenwesen 1907, S. 389—391.) *H.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. Herausgegeben von *Barkhausen*, Geheimer Regierungsrat, Professor an der Technischen Hochschule Hannover. *Blum*, Geheimer Oberbaurat, Berlin. *von Borries*, Geheimer Regierungsrat, Professor an der Technischen Hochschule Berlin. *Curtin*, Baurat, Karlsruhe. *Weiß*, Ministerialrat, München. Zweiter Band: Der Eisenbahnbau der Gegenwart. Zweiter Abschnitt. Oberbau und Gleisverbindungen. Zweite umgearbeitete Auflage. Bearbeitet von *A. Blum*, Berlin, *Schubert*, Berlin, *Himbeck*, Berlin, *Fraenkel*, Tempelhof. Mit 440 Abb. und 2 lithographierten Tafeln. Wiesbaden 1908. C. W. Kreidel. Preis geh. M. 17,—.

Die Dampfkessel. Lehr- und Handbuch für Studierende Technischer Hochschulen, Schüler höherer Maschinenbauschulen und Techniken, sowie für Ingenieure und Techniker. Bearbeitet von *F. Tetzner*, Professor, Oberlehrer an den kgl. vereinigten Maschinenbauschulen zu Dortmund. Dritte verbesserte Auflage. Mit 149 Abb. und 38 Tafeln. Berlin 1907. Julius Springer. Preis geb. M. 8,—.

Tabellen für Eisenbetonkonstruktionen. Zusammengestellt im Rahmen des Ministerialerlasses vom 24. Mai 1907. Von Dipl-Ing. *Georg Kaufmann*. Zweite bedeutend erweiterte und neubearbeitete Auflage. Berlin 1908. Wilhelm Ernst & Sohn. Preis geb. M. 4,50.

Kalender für Maschineningenieure 1908. Unter Mitwirkung bewährter Ingenieure herausgegeben von *Heinrich Uhland*, weil. Ingenieur und Patentanwalt in Leipzig. Vierunddreißigster Jahrgang. In zwei Teilen. Erster Teil: Taschenbuch. Zweiter Teil: Für den Konstruktionstisch. Leipzig. Alfred Kröner. Preis geb. M. 3,—, Lederband M. 4,—, Brieftaschenlederband M. 5,—.

Telegraphen- und Fernsprechtechnik. In Einzeldarstellungen herausgegeben von *Th. Karras*. No. 11. Die elektrische Wellentelegraphie. Einführung in die Theorie und Praxis von *O. Arendt*. Telegrapheninspektor in Berlin. Mit 139 Abb. auf einer Tafel. Braunschweig 1907. Friedr. Vieweg & Sohn. Preis geh. M. 6,—, geb. Mk. 7,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 48. **Berlin, 30. November 1907.**

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Ueber Hauptschacht-Förderung mit Koepe-Scheibe.[1])

Von **M. Kaufhold**, Essen.

Obwohl die Förderung mit *Koepe*-Scheibe bereits eine große Anwendung auf Hauptförderschächten gefunden und ihrer Vorzüge wegen in noch höherem Maße finden wird, herrscht doch bezüglich der Beurteilung der vollen Leistungsfähigkeit dieser Scheibe immer noch insofern eine gewisse Unsicherheit, als der Grundzug ihres Wesens, der Reibungskoeffizient zwischen Seil und Scheibe, wie er in Wirklichkeit bei Hauptschachtförderungen sich gestaltet, sich seiner genauen Bekanntschaft bislang entzogen hat.

Man behilft sich deshalb in dieser Hinsicht unter Anlehnung an nur allgemein gültige Angaben der Lehrbücher mit Annahmen für diese besondere Art der Anwendung, wodurch dann wegen der sich daraus ergebenden Unsicherheit die Leistungsfähigkeit der *Koepe*-Scheibe nicht immer so zur Geltung kommt, wie es andernfalls vielfach sein könnte.

Das Nächstliegende schiene, diesen Reibungskoeffizienten an bestehenden Anlagen zu ermitteln, doch stellen sich dem ganz außerordentliche Schwierigkeiten in den Weg, so daß er meines Wissens noch nicht beschritten ist.

Angesichts dessen drängt sich die Frage auf, ob man denn nicht vielleicht diesen unsicheren Faktor ganz ausscheiden könnte; es soll nun Aufgabe dieser Zeilen sein, auf einen solchen Weg hinzuweisen, auf dem man unter gänzlicher Ausschaltung des Reibungskoeffizienten an Hand der praktischen Erfahrung gleichwohl zu einer sicheren Beherrschung der vollen Leistungsfähigkeit der *Koepe*-Scheibe gelangen kann, und zwar einer Erfahrung, die ohne Schwierigkeit zu erlangen ist.

Da hinsichtlich des Verhaltens der bewegten Massen bei der *Koepe*-Förderung die Ansichten oft noch recht weit auseinandergehen, mir auch eine diese Massen berücksichtigende, zusammenhängende Darstellung der Vorgänge an der *Koepe*-Scheibe nicht bekannt ist, so dürfte es einiges Interesse bieten, wenn ich diese im Zusammenhange bei dieser Gelegenheit in meine Erörterungen einschließe.

Ich werde das in einer möglichst einfachen, auch für den Laien verständlichen Form tun, da es nicht meine Aufgabe sein soll, eine streng theoretische, sondern nur eine praktisch richtige, praktisch einfache und ebenso brauchbare Lösung zu finden.

I.

Wir denken uns zunächst (Fig. 1) am Umfang einer stillstehenden Scheibe in a ein Seil befestigt, woselbst angreifen, in kg ausgedrückt:

1. Gewicht des Seiles $a - c = G_a$.
2. Gewicht des Förderkorbes mit Zwischengeschirr und leeren Wagen $= K_a$.
3. Gewicht der Wageninhalte (Nutzlast) $= N$.

So lange das Ganze in der Ruhe ist, stellt die Summe dieser Gewichte zugleich die Seilspannung in a dar.

Werden nun aber durch Drehen der Scheibe obige Gewichte in aufwärts gerichtetem Sinne in Bewegung versetzt, so tritt zunächst zu ihnen der Widerstand hinzu, den die Massen dem Uebergange von Ruhe in Bewegung entgegensetzen, der bei einer Geschwindigkeitszunahme von p m/Sek. und der Erdbeschleunigung g beträgt:

$$\frac{G_a + K_a + N}{g} \cdot p \text{ kg}.$$

Die Seilspannung in a ist also jetzt beim Uebergange von Ruhe in Bewegung:

$$G_a + K_a + N + \frac{G_a + K_a + N}{g} \cdot p \text{ kg}.$$

Zugleich tritt, zunehmend mit zunehmender Geschwindigkeit, ein weiterer Widerstand am Seil in a auf, der Förderwiderstand, ein Sammelbegriff für die mit dem Treiben verbundenen Verluste, und zwar durch Reibung des Korbes an den Führungen, durch Luftwiderstand an Seil und Korb, sowie durch Seilsteifigkeit.

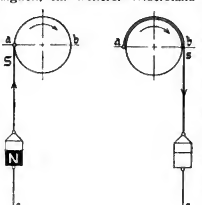


Fig. 1. Fig. 2

Dieser Förderwiderstand erreicht seinen Höchstwert am Ende der Beschleunigungsperiode, zugleich Beginn der Beharrungsgeschwindigkeit, den wir nach den Versuchen von *Hauers* zu 4 v. H. der vom Seil bewegten Gewichte annehmen, also zu

$$0{,}04\,(G_a + K_a + N) \text{ kg}.$$

Mit dem Uebergange in die Beharrungsgeschwindigkeit wird nun die höchste Seilspannung im aufgehenden Seil bei a erreicht, welche somit beträgt:

$$S = G_a + K_a + N + \frac{G_a + K_a + N}{g} \cdot p + 0{,}04\,(G_a + K_a + N) \text{ kg}.$$

Für $g = 9{,}81$ m setzen wir im Folgenden stets abgerundet $= 10$, damit

$$S = G_a + K_a + N + (G_a + K_a + N)\,(0{,}1 \cdot p + 0{,}04) \text{kg} \quad 1)$$

[1]) Nachdruck nur mit Genehmigung des Verfassers gestattet.

II.

Umgekehrt stellen wir uns nun vor, daß die an einem ebenfalls in a befestigten Seile hängenden Gewichte in kg (Fig. 2)

1. des Seiles $b - c = G_b$,
2. des Förderkorbes mit Zubehör wie vor $= K_b$

mit der Geschwindigkeitszunahme von p m/Sek. aus Ruhe bis zum Eintritt der Beharrungsgeschwindigkeit gesenkt werden sollen.

So lange die Lasten in Ruhe, ist die Belastung des Seiles in b offenbar $= G_b + K_b$ kg.

Werden die Lasten nun in Bewegung gesetzt, so tritt wie vor der Widerstand auf, den die Trägheit der Massen der Geschwindigkeitszunahme entgegensetzt, zu dessen Ueberwindung eine abwärts gerichtete Kraft erforderlich ist, als welche nur ein ensprechender Teil der Schwerkraft dieser zu beschleunigenden Massen in Frage kommen kann.

Um diesen, als abwärts gerichtete, beschleunigende Kraft in Anspruch genommenen Teil der Schwerkraft vermindert sich also jetzt, im Gegensatze zu I die Seilspannung in b, die hier beim Uebergange von Ruhe in Bewegung beträgt

$$G_b + K_b - (G_b + K_b)\frac{p}{g} \text{ kg.}$$

Der in gleicher Weise wie in I auftretende Förderwiderstand kann ebenfalls nur von der Schwerkraft überwunden werden, so daß eine zusätzliche Verminderung der Seilspannung, entsprechend der Größe des Widerstandes $0{,}04\,(G_b + K_b)$ eintritt, die beim Uebergange in die Beharrungsgeschwindigkeit ihren kleinsten Wert erreicht mit

$$s = G_b + K_b - (G_b + K_b)\frac{p}{g} - 0{,}04\,(G_b + K_b) \text{ kg}$$

$$s = G_b + K_b - (G_b + K_b)(0{,}1\,p + 0{,}04) \text{ kg} \quad . \quad . \quad 2)$$

Während im Falle I die Seilspannung sich zusammensetzte aus der ruhenden Belastung zuzüglich Beschleunigungskraft und Förderwiderstand, wird sie im Falle II von der ruhenden Belastung abzüglich der dieser Beiden gebildet, und zwar im Momente des Ueberganges in die Beharrungsgeschwindigkeit, welcher Moment der ungünstigste für die *Koepe*-Förderung ist und daher allein der weiteren Betrachtung unterliegen soll.

Die Gleichung 2 besagt, daß die Seilspannung $s = 0$ wird, für den Fall, daß die abwärts beschleunigende Kraft mit dem Förderwiderstand zusammen die ganze Schwerkraft in Anspruch nehmen würden.

III.

Ueberträgt man nun die beiden Fälle I und II auf eine gemeinsame Scheibe, indem man sich die Befestigungen der Seile in a gelöst, dafür aber letztere miteinander verbunden denkt, und ebenso auch bei c, so hat man direkt eine *Koepe*-Förderung in einfachster Gestalt (Fig. 3), wie sie vereinzelt praktische Anwendung gefunden hat und man kann nun die gewonnenen Resultate direkt übertragen, wobei dann an die Stelle der Befestigungen an der Scheibe die Reibung des Seiles auf der Scheibe tritt.

Um mittels dieser Reibung eine nicht ausgeglichene Last P mitnehmen zu können, muß sein in bezug auf Punkt a:

Belastung des aufgehenden Seiles gleich der des niedergehenden zuzüglich der durch Reibung auf dem Umfang $a\,b$ übertragbaren Kraft, welche für Gleichgewicht der Seilspannungen beim a identisch mit P ist also

$$S = s + P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

Zwischen den beiden Seilspannungen s und e besteht die bekannte Beziehung:

$$S = s \,.\, e^{\mu\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Aus Gleichung 3 und 4 folgt dann als übertragbare Kraft

$$P = s\,(e^{\mu\alpha} - 1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

In dieser Gleichung ist:

e die Basis der natürlichen Logarithmen $= 2{,}7182\ldots$

μ der Reibungskoeffizient zwischen Seil und Scheibe,

α der vom Seil umspannte Scheibenumfang in Bogenmaß ausgedrückt.

Durch das Zusammenfassen der Fälle I und II ändert sich an der Größe der Seilspannungen an sich nichts,

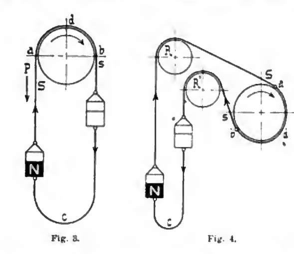


Fig. 3. Fig. 4.

wir können also ohne weiteres mit Hilfe der Gleichung 5 die übertragbare, nicht ausgeglichene Last aus den Werten der Gleichung 1 und 2 bestimmen.

In der Praxis ist immer $G_a = G_b$, wofür wir das Zeichen G einführen, d. i. Gewicht des halben Förderseiles von d bis c; und es ist weiter immer $K_a = K_b$, wofür wir K, d. i. Gewicht eines Förderkorbes mit Zwischengeschirr und leeren Wagen, einsetzen.

$$P = S - s$$

also

$$P = N + (0{,}1\,p + 0{,}04)(2\,G + 2\,K + N) \text{ kg} \quad 6)$$

Diese Gleichung besagt, daß die übertragbare Kraft sich zusammensetzt aus der Nutzlast, der Kraft für die Beschleunigung der gesamten bewegten Massen — einschließlich der niedergehenden — und dem Förderwiderstand in beiden Trum.

IV.

In der Praxis ist in der Regel die Nutzlast bekannt und man wünscht dafür und für die sonst bekannten Verhältnisse die höchste zulässige Beschleunigung zu wissen, für welche nun eine Formel aufgestellt werden soll, wobei wir uns der Gleichung 5, 6 und 2 bedienen.

Als umspannten Bogen nehmen wir, praktisch genügend genau, den halben Umfang an, also $\alpha = \pi = 3{,}1415$, für μ dagegen 0,3 als praktischen Höchstwert.

Da die Formel für die übertragbare Kraft den jeweiligen Grenzwert angibt, ist es nötig, auch für den Reibungskoeffizienten den entsprechenden Wert einzusetzen, aus Gründen, die später erkennbar werden, obwohl die absolute Größe dieses Koeffizienten, der ja ganz ausgeschaltet werden soll, für das Resultat gleichgültig ist.

Gleichung 5 nimmt nach Vorstehendem die einfache Gestalt an

$$P = 1{,}566\ s$$

und es resultiert aus den genannten drei Gleichungen die größte zulässige Beschleunigung für $\mu = 0,3$

$$p = 10\left(\frac{1,566\,(G + K) - N}{3,566\,(G + K) + N} - 0,04\right) \text{m/Sek.} \quad 7)$$

V.

Die übliche Anwendung der *Koepe*-Förderung ist nun aber die der Fig. 4, die sich von dem vorhergehenden Falle nur dadurch unterscheidet, daß in den Seillauf noch die beiden Seilscheiben R und R' eingeschaltet sind, deren Massen vom Seil beschleunigt und deren Widerstände von ihm überwunden werden müssen, womit eine entsprechende Aenderung der Seilspannungen verbunden ist.

Bezeichnen wir mit Q das auf Seilmittel reduzierte Gewicht einer jeden Seilscheibe, so ist die erforderliche beschleunigende Kraft $= Q\frac{p}{g}$ und der Widerstand $= 0,04\,Q$ für jede Scheibe.

Beides erzeugt analog Fall I eine zusätzliche Spannung in a, womit sich für das aufgehende Seil die Gesamtspannung ergibt zu Gleichung 1

$$S = G + K + N + (G + K + N)\,(0,1\,p + 0,04) + Q\,\frac{p}{g} + 0,04\,Q \text{ kg}$$

$$S = G + K + N + (G + K + N + Q)\,(0,1\,p + 0,04) \text{ kg} \quad 8)$$

Die Wirkung am niedergehenden Seil ist genau die gleiche wie die der Beschleunigung und des Widerstandes im Fall II, so daß wie dort eine neue Verminderung der Spannung s eintritt, die jetzt beträgt (Gleichung 2)

$$s = G + K - \left[(G + K)\,(0,1\,p + 0,04) + \left(Q\,\frac{p}{g} + 0,04\,Q\right)\right] \text{kg}$$

$$s = G + K - (G + K + Q)\,(0,1\,p + 0,04) \text{ kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Mit Hilfe der Gleichung 5, 8 und 9 ergibt sich auf demselben Wege wie unter IV die größte zulässige Beschleunigung für $\mu = 0,3$ zu

$$p = 10\left[\frac{1,566\,(G + K) - N}{3,566\,(G + K + Q) + N} - 0,04\right] \text{m/Sek.} \quad 10)$$

In dieser Gleichung ist für G das halbe Gewicht des gesamten Seiles von d bis c einzusetzen.

Eigentlich müßte nun noch der Einfluß der Seilstücke zwischen Scheibe und Seilscheiben sowie der Umstand berücksichtigt werden, daß der Umfang der Treibscheibe, soweit er vom Seil umspannt wird, in der Regel etwas größer als π ist, da aber diese Einflüsse an sich schon sehr minimal im Verhältnis sind und sich zudem gegenseitig nahezu aufheben, so können sie praktisch vernachlässigt werden.

Wir haben nun in Formel 10 ein sehr einfaches Mittel an Hand der für jede Förderung bekannten Daten die Grenze der Beschleunigung ohne weiteres zu berechnen, vorläufig für $\mu = 0,3$.

Unbequem in der Formel 10 könnte zuweilen der Wert Q sein, als nicht immer gleich bekannt, weßhalb ich eine Tabelle desselben auf Grund von Ausführungen, die gute Mittelwerte enthält, beifüge.

Seilscheibengewicht Q, auf Seilmittel reduziert.

Durchmesser im Seillauf	Red. Gewicht f. Kranz aus:	
	Gußeisen	Schmiedeeisen
3500	1150	1100
4000	1550	1400
4500	2050	1850
5000	2450	2250
5500	2750	2500
6000	3050	2750

Die Gleichung 10 besagt, daß die Leistungsfähigkeit der *Koepe*-Scheibe um so größer ist, je größer die Gewichte von Seil und Korb mit Zubehör im Verhältnis zur Nutzlast und je kleiner das reduzierte Gewicht der Seilscheiben ist.

Ersteres hat in der Praxis seinen Ausdruck schon darin gefunden, daß die *Koepe*-Förderung für große Teufen besonders bevorzugt wird.

Doch steht der uneingeschränkten Anwendung der Theorie die Wirtschaftlichkeit entgegen, da mit der Steigerung der Lasten und der damit möglichen größeren Anfahrgeschwindigkeit ein solch erhöhtes Maß von Mehrarbeit verbunden ist, daß man bald an der Grenze der Wirtschaftlichkeit der Förderung anlangt.

Es würde diesmal zu weit führen, auf diese Verhältnisse einzugehen, es mag für später vorbehalten bleiben, die Beziehungen zwischen Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit der *Koepe*-Scheibe zu erörtern.

Da, wie gesagt, die Verminderung von Q günstig einwirkt, so folgt, daß Scheiben mit Kranz aus Schmiedeeisen besser sind als solche mit Kranz aus Gußeisen; d. h. theoretisch, während praktisch der Einfluß der Gewichtsdifferenz nicht so bedeutend ist, so daß für die Wahl der Scheiben nicht nur obiger Gesichtspunkt, sondern auch noch Preis und Zweckmäßigkeit wesentlich mit in Frage kommen.

Weiter sieht man aus Gleichung 10, daß der Durchmesser der *Koepe*-Scheibe völlig ohne Einfluß auf die Leistungsfähigkeit derselben ist, denn weder in dieser, noch in einer der anderen Formeln ist er enthalten.

Hier steht Theorie und Praxis in einem gewissen Widerspruch, denn letztere behauptet auf Grund ihrer Wahrnehmungen, daß das nicht der Fall sei, vielmehr mit Vergrößerung der Scheibe auch eine Steigerung der Leistung verbunden sei. Dieser Widerspruch kann nur in Verhältnissen liegen, die sich der theoretischen Bewertung entziehen und findet vielleicht in Folgendem seine Erklärung:

Bei einem Seil, dessen Vertiefungen durch Schmiere usw. ausgefüllt sind, markieren sich die Drähte jeder Litze als kleine blanke Streifchen (Fig. 5) die man gewissermaßen als eine feine, an dem ganzen Seil entlang laufende Verzahnung ansehen kann.

Aehnlich ist es beim Holzbelag der Scheibe, bei dem die Hirnholzfasern eine ebensolche, rings um die Scheibe laufende feine Verzahnung bilden, die in die des Seiles eingreift.

Fig. 5.

Man kann sich sehr wohl vorstellen, daß dadurch eine mäßige Steigerung der Leistung möglich ist, indem mit der Vergrößerung des Durchmessers eine solche der wirksamen Länge der in einander greifenden Verzahnungen verbunden ist.

Eine gewisse Bekräftigung dieser Erklärung liegt darin, daß sich Hirnholz, dessen Fasern dem Seil zugekehrt stehen, besser gegen Gleiten bewährt hat als Langholz.

VI.

Einleitend wurde gesagt, daß der Reibungskoeffizient in der Praxis eine der *Annahme* unterliegende Größe sei.

Es wird bei Neuanlagen je nach dem Grade der Vorsicht oder den jeweilig vorliegenden Erfahrungen zwischen 0,15 und 0,26 *angenommen*, ich selbst *nahm* ihn *an*, und zwar zu 0,3, das Taschenbuch der Hütte 1902 nimmt ihn an von 0,3 bis 0,4.

Man *nimmt* ihn also immer *an*, ohne genau seine wirkliche Größe in der Praxis zu kennen, so daß es nahe liegt, den Koeffizienten, dem man doch so leicht nicht beikommen kann, überhaupt auszuschalten.

Hierzu bietet die Gleichung 10 in Verbindung mit leicht auszuführenden praktischen Versuchen die Möglichkeit.

Wenn man nämlich an ausgeführten Anlagen die Grenze für die Anfahrbeschleunigung durch Versuche feststellt, die keine besonderen Schwierigkeiten machen und während einer Förderpause von größerer Dauer ausführbar sind, so erhält man einen wirklichen Grenzwert p_1, der um ein Gewisses von dem aus Gleichung 10 berechneten theoretischem Werte von p abweicht und den Maßstab dafür abgibt, in wie weit die Gleichung 10 in diesem Falle zutraf.

Nennt man das Verhältnis des ermittelten p_1 zu dem errechneten p, also $\frac{p_1}{p} = \eta$ den Wirkungsgrad der Gleichung 10, so nimmt diese für Anlagen unter den gleichen Verhältnissen wie denen des Versuches die Form an:

$$p_1 = \eta \cdot 10\left[\frac{1{,}566\,(G+K)-N}{3{,}566\,(G+K+Q)+N} - 0{,}04\right] \text{m/Sek.}$$

Würde man an einer Reihe von Anlagen den Wirkungsgrad der Gleichung 10 festgestellt haben, so hat man damit ein einfaches und sicheres Mittel, die Leistungsfähigkeit der *Koepe*-Scheibe in vollem Umfange für jeden neuen Fall im Voraus zu kennen, und der unsichere Rei-

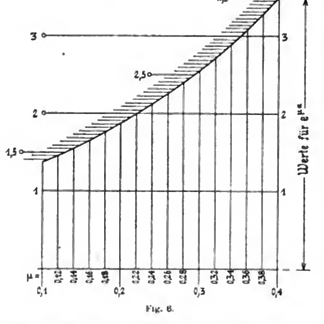


Fig. 6.

bungskoeffizient wäre ausgeschaltet, und nicht allein dieser, sondern auch der angenommene Förderwiderstand und die sonstigen Voraussetzungen, die wir zur Erlangung einer einfachen Formel gemacht haben, da deren Korrektur zugleich in η mit enthalten ist.

Hierzu ein Beispiel:

Bei einem Versuche unter den Verhältnissen der normalen Produktenförderung wurde als Grenzwert für p ermittelt 2,04 m/Sek.

Dabei war:

$$G = 6200, \quad K = 7000, \quad N = 4400, \quad Q = 2500.$$

Mit denselben Werten berechnet sich p aus Gleichung 10 zu 2,28 m/Sek.

Der Wirkungsgrad der Gleichung 10 wäre also in diesem Falle

$$\frac{2{,}04}{2{,}28} = 0{,}895 = \eta.$$

Bei einer Neuanlage unter gleichen allgemeinen Verhältnissen hätte man also außer den ins Auge gefaßten besonderen Daten der Förderung nur diesen Wirkungsgrad in die Gleichung 10 einzusetzen, um die größte zulässige Anfahrbeschleunigung zuverlässig zu ermitteln, ohne dabei den Reibungskoeffizienten, Förderwiderstand und dergl. in ihren Einzelwerten überhaupt zu beachten.

Bei der großen Bedeutung der *Koepe*-Förderung dürfte es der Mühe wert sein, auf diesem Wege einen Versuch zu einer größeren Beherrschung ihrer Leistungsfähigkeit zu machen, um die Zeit des Treibens bei den immer größer werdenden Teufen auf das Aeußerste auszunutzen, und dabei mit Maschinen, deren Wirtschaftlichkeit mit der Leistungsfähigkeit der Treibscheibe in best' erreichbaren Einklang von vornherein gebracht werden kann.

VII.

Da die Gleichung 10 ein äußerst einfaches und bequemes Mittel an die Hand gibt, ohne viel Umstände für alle Verhältnisse und Reibungskoeffizienten die zulässige Beschleunigung p zu bestimmen, so will ich, da dieser Koeffizient sein bisheriges Dasein bei der Berechnung der *Koepe*-Förderung bis auf weiteres doch noch fristen wird, gewissermaßen als Anhang zu meinen Ausführungen die Gleichung 10 in allgemein gültiger Form zu obigem Zwecke anfügen.

Jene Gleichung lautete, unter der Voraussetung $\mu = 0{,}3$ und der sonstigen bekannten Annahmen:

$$p = 10\left[\frac{1{,}566\,(G+K)-N}{3{,}566\,.\,(G+K+Q)+N} - 0{,}04\right],$$

darin war:

$$1{,}566 = e^{\mu\alpha} - 1 = x$$

$$3{,}566 = e^{\mu\alpha} + 1 = z$$

g von 9,81 abgerundet auf 10.

In allgemeiner Form lautet also die obige Gleichung:

$$p = 9{,}81\left[\frac{x\,(G+K)-N}{z\,(G+K+Q)+N} - 0{,}04\right] \text{m/Sek.}$$

Konstruiert man, wie im Diagramm Fig. 6 geschehen, die Kurve für $e^{\mu\alpha}$, indem man über den Werten von μ diejenigen von $e^{\mu\alpha}$ als Ordinaten aufträgt, so kann man ohne besondere Berechnung aus jenem Diagramm

$$x = e^{\mu\alpha} - 1 \quad \text{und} \quad z = e^{\mu\alpha} + 1$$

für jeden beliebigen, praktisch in Frage kommenden Reibungskoeffizienten direkt entnehmen und somit die Beschleunigung für alle Verhältnisse mit Leichtigkeit bestimmen.

z. B.: $G = 6200$ kg, $K = 7000$ kg, $N = 4000$ kg, $Q = 2500$ kg.

In der heute gebräuchlichen Art nehmen wir an (!) hier $\mu = 0{,}22$. Dann ist aus Diagramm $e^{\mu\alpha} = 2$, somit $x = 1$ und $z = 3$ und $p = 1{,}37$ m/Sek.

Der Einphasen-Wechselstrommotor.

Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen.

Von Dipl.-Ing. **A. Linker**.

(Fortsetzung von S. 742 d. Bd.)

Um einen stabileren Gang und bessere Kommutierungsverhältnisse zu erzielen, hat die *A.-G. Brown, Boveri & Co.* (**244**) in Baden (Schweiz) nach einem Vorschlage *Déris* bei der in Fig. 92 S. 741 dargestellten Konstruktion ihres Repulsionsmotors[68]) die Bürstenzahl f. d. Polpaar verdoppelt. Die in der magnetischen Achse des Feldes liegenden Bürsten B_1 bleiben in ihrer Lage unverändert, während die anderen mit B_1 leitend verbundenen Bürsten B_2 von hier aus um einen beliebigen Winkel $180-\alpha$ verschoben werden können. Dadurch wird erreicht, daß nicht nur das Drehmoment, sondern auch die Umdrehungszahl in beliebigen Grenzen verändert werden können. Eine Regulierung läßt sich jedoch auch durch Schließen der kurzgeschlossenen Systeme B_1 B_2 untereinander über einen veränderlichen Widerstand ermöglichen. Die Firma hat nun diesen Motor soweit durchgebildet, daß er sich speziell für Betriebe eignet, in denen die Umdrehungszahl stark geändert werden muß, wie z. B. in Webereien mit Ringspinnmaschinen, Kattundruckereien, Appreturanstalten und dergl. Ein solcher Betrieb erfordert nämlich ein großes Anlaufsmoment, um kleine Beschleunigungszeiten zu erhalten. Ferner muß die Aenderung der Geschwindigkeit möglichst stoßfrei erfolgen, was durch eine kontinuierliche Bürstenverstellung leicht erreicht werden kann. Besonders hervorzuheben ist noch, daß die Anlaufszugkraft ungefähr gleich dem Vierfachen der normalen ist; infolgedessen eignet sich der Motor auch für Betriebe mit schwierigen Anlaufsverhältnissen.

Während der gewöhnliche Repulsionsmotor zwei kurzgeschlossene Bürsten f. d. Polpaar besitzt, erzielt *M. Latour*[69]) eine Verbesserung des Eigenschaften dadurch, daß er nach Fig. 93 zwei kurzgeschlossene Bürstensysteme anordnet, indem er jede Bürste in zwei um 90° verschobene und

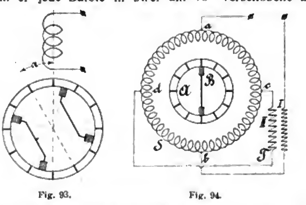


Fig. 93. Fig. 94.

miteinander verbundene Bürsten auflöst. Dadurch wird die Rotorspannung erniedrigt und besonders bei Motoren größerer Leistung die Funkenbildung beim Anlauf verringert. Der Motor kann hierbei mit geringerer Neigung α der Bürstenachse gegen die magnetische Achse günstig arbeiten, da eine ungenaue Einstellung einer der Bürsten von weniger Einfluß auf die Stabilität des Laufes ist, als beim gewöhnlichen Repulsionsmotor.

Auch die *General Electric Co.*, Schenectady, N. Y. hat nach Konstruktionen von *Steinmetz*[70]) einen Repulsionsmotor gebaut, dessen Konstruktionsprinzip in Fig. 94 dargestellt ist. Dem Stator S wird der Strom in zwei um 90 elektr. Grad gegeneinander geneigten Richtungen $a\ b$ und $c\ d$ teils direkt, teils durch Transformation zugeführt, während der Anker A in einer der Anschlußrichtungen durch die Bürsten B kurzgeschlossen ist. Einige Resultate der Versuche, welche *W. J. Slichter*[71]) an einem zum Versuch gebauten vierpoligen Motor von 60 PS Leistung bei 500 Volt und 25 Perioden angestellt hat, sind in den Kurven (Fig. 95) wiedergegeben. Das

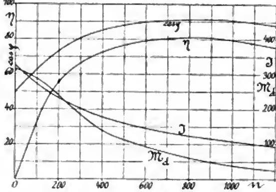


Fig. 95. J = Stromstärke (Amp.), M_d = Drehmoment (mkg), n = Umdrehungszahl i. d. Min., η = Wirkungsgrad (v. H.), $\cos\varphi$ = Leistungsfaktor (v. H.)

Anzugsmoment ist dabei nahezu gleich dem fünffachen Betrag des normalen, der Wirkungsgrad im Maximum 82 v. H., der Leistungsfaktor 93 v. H. Diese Konstruktion ist auch für die Motore der Ballston—Schenectady-Bahn[72]) verwendet worden und scheint auch praktisch brauchbar zu sein.

In ähnlicher Weise wie *Scott* (vergl. Fig. 91) sucht auch *F. Punga*[73]) die Eigenschaften des Repulsionsmotors durch besondere Anordnungen zu verbessern, um einen brauchbaren Motor für großen Geschwindigkeitsbereich zu erhalten. Ausgehend von der Anschauung, daß der Repulsionsmotor die Vereinigung eines Hauptschlußmotors mit einem Transformator darstellt und daß besonders bei übersynchronem Betrieb das Verhältnis der Transformator- zu den Anker-Amperewindungen groß sein muß, zerlegt er die Statorwicklung (Fig. 96) ähnlich wie *Atkinson* in eine Haupt- (*I*) und eine Hilfswicklung (*II*) und

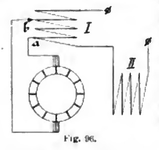


Fig. 96.

schließt die Bürsten an die Punkte $a\ b$ der Wicklung *I* an. Auf diese Weise ist es möglich, die Kraftflüsse in der Richtung der Achsen beider Wicklungen *I* und *II* unabhängig von der Umdrehungszahl zu verändern, so daß hierdurch bei beliebigen Geschwindigkeiten eine günstige Kommutierung erhalten werden kann.

[68]) E. T. Z., 19. Januar 1905, S. 72.

[69]) E. T. Z., 10. November 1904, S. 952.

[70]) El. World. 29. Oktober 1904, Bd. 44, S. 726 und 768.

[71]) Tr. Am. Inst. 29. Januar 1904, Bd. 21, S. 61.
El. World. 6. Februar 1904, Bd. 43, S. 260.

[72]) El., 9. September 1904, S. 826 und
General El. Co., Schenectady, Bulletin No. 4439.

[73]) E. T. Z., 15. März 1906, S. 267.

IV. Kompensierte Motoren.

Die vorher besprochenen Arten der Induktions- und Kommutatormotoren haben mehr oder weniger den Nachteil, daß entweder das Ankerfeld oder die induktive Wirkung der Magnetwicklung den Leistungsfaktor verschlechtern. Zur Beseitigung dieses Uebelstandes sind mannigfache Methoden angegeben worden, die zum Teil in vollkommener und wirtschaftlicher Weise die Phasenverschiebung zwischen Strom und Klemmenspannung aufheben, so daß der Leistungsfaktor sogar gleich der Einheit gemacht werden kann. Solche Motoren bezeichnet man als *„kompensierte"*.

Eine der ersten Konstruktionen ist von *M. J. Wightmann* (**102**) angegeben, wie sie die Fig. 97 zeigt. Der Motor besitzt eine Ringarmatur A mit Kommutator K und

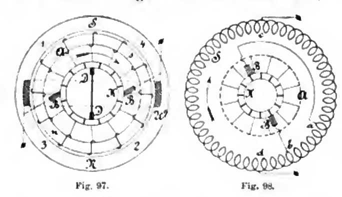


Fig. 97. Fig. 98.

ein ringförmiges Feld F, welches in zwei großen Ausfräsungen die aus einer Spule W bestehende Erregerwicklung trägt. Das Feld liegt im Nebenschluß zum Anker, dem der Strom durch die Bürsten B zugeführt wird. In dieser Form hätte man einen reinen Nebenschlußmotor mit allen seinen Fehlern, zu denen als nachteiligster das Feuern der Bürsten und die Reaktanzwirkung des Ankerfeldes gehören. Zur Beseitigung dieser Nachteile ordnet *Wightmann* noch zwei um 90° verschobene Bürsten D an, und schließt sie kurz. Infolge Transformatorwirkung werden dann von seiten des Hauptfeldes SN in den Quadranten 1—2 E M Ke in der Richtung des Ankerstromes, in 3—4 dagegen solche von entgegengesetzter Richtung induziert, so daß die Teile 3—4 stromlos werden. Es bilden sich daher im Anker die Pole s n aus und erzeugen ein Drehmoment im Sinne des eingezeichneten Pfeiles. Durch Verschiebung der Bürstensätze um etwa 45° im Sinne der Bewegung wird die Wirkungsweise noch günstiger (vergl. auch Fig. 105).

Auch in einem Asynchronmotor läßt sich die Phasenverschiebung im Primärkreis so weit kompensieren, daß der Leistungsfaktor $\cos\varphi = 1$ werden kann. *A. Heyland*[74]) erreicht das in ähnlicher Weise, wie es in einem Patent von *F. Haßlacher* (**209**) angegeben ist, durch Einführung der Erregerströme in den sekundären Teil entsprechend der in Fig. 98 dargestellten Schaltung.

Der Stator S besitzt eine gewöhnliche einachsige Wechselstromwicklung auf einem lamellierten Eisenring. Innerhalb desselben befindet sich der drehbare Kurzschlußanker A, dessen Stäbe ursprünglich an einen aus Eisen bestehenden Ring K angeschlossen waren. Später wurde statt des Ringes ein normaler Kommutator verwendet, dessen Lamellen durch geeignete induktionsfreie Widerstände zu einem elektrisch geschlossenen Ringe vereinigt waren. Die Erregerströme wurden nun dem Kurzschlußanker von zwei Abzweigungspunkten a b der Primärwicklung durch Bürsten B zugeführt, welche auf dem Kommutator K schleifen und um einen gewissen Winkel gegen die Drehrichtung verschoben sind. Das Prinzip dieser Kompensierung besteht darin, daß durch den Anschluß des Erregerkreises an wenige Windungen a b des Statorstromkreises analog einem Autotransformator für einen bestimmten Magnetisierungsstrom die dem Hauptstromkreise entnommene wattlose Leistung sehr niedrig gehalten werden kann. Die Verstellung der Bürsten aus der magnetischen Achse des Stators gegen die Drehrichtung ist notwendig wegen der geringen Phasenverschiebung, welche der auf diese Weise eingeführte Erregerstrom gegenüber dem Hauptstrome wegen der Verkleinerung der Reaktanzwirkung der Rotorwicklung infolge der niedrigen Periodenzahl der Schlüpfung haben muß.

An Stelle der Autotransformation kann auch eine besondere Erregerwicklung in den Nuten des Stators eingebettet werden. Bei großen Maschinen wird ein besonderer Transformator benutzt, da er nur etwa 1—2 v. H. der Maschinenleistung verbraucht. Versuche[75]) haben gezeigt, daß diese Art der Kompensierung nicht nur einen Leistungsfaktor $\cos\varphi = 1$, sondern auch durch Erhöhung des Erregerstromes eine Ueberkompensierung ergeben kann.

Auf andere Weise erzielte die *Union Elektr. Gesellschaft*, Berlin (**211**) eine Phasenkompensierung, indem sie zur Vermeidung des Kommutators auf der Welle des Hauptmotors nach Fig. 99 einen kleinen Hilfs-Asynchronmotor anbrachte, dessen Rotor II_b mit dem Rotor II_a elektrisch verbunden war. Der Stator I_b wurde ebenso wie I_a vom Netz gespeist und erzeugte im Rotor II_b Ströme gleicher Periodenzahl, wie sie zur Erregung des Rotors II_a erforderlich sind. Durch das von den zugeführten Strömen hervorgerufene Zusatzfeld CE (Fig. 100) wird das ursprüngliche resultierende Feld AC nach AE gedreht, so daß es senkrecht zum Primärfeld AB stehen würde, wenn man den *Ohm*schen Spannungsverlust vernachlässigt. Während hierbei die Streuung nicht berücksichtigt ist, zeigt Fig. 101 das Diagramm für einen Motor mit Streuung. Es ist dabei auch nicht absolut erforderlich, daß das Zusatzfeld CE in die Richtung des Sekundärfeldes BC fällt, sondern könnte auch die Lagen CE' oder CE'' einnehmen. Ordnet man daher die Statorwicklung I_b beweglich an, so daß sie gegen I_a räumlich verdreht werden kann, so läßt sich die Größe und Phase des Zusatzfeldes entsprechend CE'' soweit ändern, daß es ein Minimum wird. Der Motor ist jedoch zu kompliziert, als daß er praktische Bedeutung erlangen könnte.

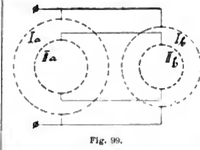


Fig. 99.

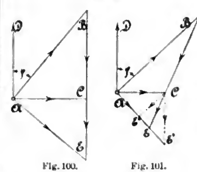


Fig. 100. Fig. 101.

Um das Jahr 1902 wurden auch von *M. Latour* (**223, 230, 241, 245**) Angaben über seinen kompensierten Hauptschlußmotor[76]) gemacht. In seiner ersten Form (Fig. 102) ist er wie ein normaler Hauptschlußmotor mit gleichmäßig verteilter Statorwicklung geschaltet und besitzt in der Achse des Statorfeldes auf dem Kommutator

[74]) E. T. Z., 8. August 1901, S. 633.

[75]) E. T. Z., 9. Januar 1902, S. 28.
E. T. Z., 26. Juni 1902, S. 560.

[76]) Ecl. El., 14. Februar 1903, Bd. 34, S. 225.

ein kurzgeschlossenes Bürstenpaar als Kompensationskreis. Später wird dann entsprechend der Zerlegung der Bürstenebene in zwei Teile nach Fig. 93 die Schaltung[77]) geändert, wie sie in Fig. 103 angegeben ist. Dadurch wird weder die Bürstenfläche noch die Bürstenreibung größer, jedoch ist die Kommutierung günstiger geworden. Zur Kompensierung des in Fig. 93 dargestellten Repulsionsmotors führt *Latour* den Bürsten nach Fig. 104 den Erregerstrom direkt von der Sekundärwicklung *II* eines Transformators *T* zu, dessen Primärwicklung an zwei in der Achse der Bürsten gelegene Punkte der Statorwicklung angeschlossen ist. Diese Kompensierung besitzt sehr günstige Eigenschaften. Versuche, die mit diesen kompensierten Repulsionsmotoren mit doppeltem Kurzschluß von der *Compagnie Française Thomson Houston*, Paris, angestellt worden sind, haben gute Betriebsresultate ergeben und sind daher diese Motoren für Bahnen vielfach zur Anwendung gekommen.

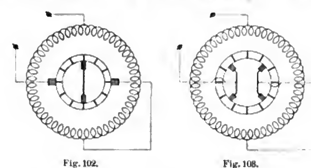
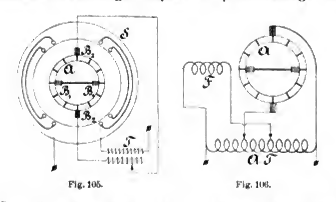

Fig. 102. Fig. 103.

Fig. 104.

Gleichzeitig mit dem Auftauchen des Einphasen-Hauptschlußmotors der *Westinghouse-Electric Co.*, Pittsburg wurden von der *Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft* bezw. *Union, E.-G.*, Berlin, Versuche mit Motoren für Bahnzwecke angestellt, die nach den in das Jahr 1899 hineinreichenden Versuchen[78]) und Patenten von *G. Winter* und *F. Eichberg* (**212**, **233**) konstruiert waren. Das Schema des *Winter-Eichberg*-Motors[79]) zeigt Fig. 105.

In dieser Form könnte man ihn als kompensierten Repulsionsmotor bezeichnen. Der Stator *S* besitzt eine meistens zweilochige Einphasen-Spulenwicklung, der Rotor *A* ist als Gleichstrom-Trommelanker ausgebildet. Auf dem Kommutator schleifen die in der Achse des Hauptfeldes liegenden kurzgeschlossenen Bürsten B_1, während den um 90 elektr. Grad verschobenen Erregerbürsten B_2 der zur Erzeugung des Querfeldes erforderliche Strom von einem im Hauptstromkreise liegenden Transformator *T* zugeführt wird. Dadurch wird erreicht, daß nicht nur die Phase des Querfeldes mit derjenigen des in dem Rotor über die Arbeitsbürsten B_1 fließenden Stromes übereinstimmt, sondern auch eine Regulierung dieses Feldes zur Erzielung einer Phasenkompensation möglich ist. Zum Unterschied von dem in Fig. 83 angegebenen Motor von *Atkinson* werden hier die das motorisch wirksame Feld erregenden Ströme im Anker nicht durch Transformation erzeugt, sondern von außen zugeführt. Durch Veränderung des Uebersetzungsverhältnisses im Transformator können für beliebige Geschwindigkeiten die möglichst günstigsten Bedingungen für eine gute Kommutierung geschaffen werden. Wird der Motor nach Fig. 106 geschaltet, so kann man dadurch die Stärke beider senkrecht zueinander stehenden Felder unabhängig voneinander regulieren, wodurch die Möglichkeit geschaffen wird, bei konstanter Klemmenspannung die Charakteristik des Motors zu ändern und damit jedes Drehmoment bei beliebiger Geschwindigkeit zu erhalten. Fig. 107 zeigt die Betriebskurven eines vierpoligen WE 51 V-Motors der *Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft* von 115 PS Leistung, 600 Volt Spannung, 25 Perioden, 600 Umdreh. i. d. Min., wie er für die Wagen der mit 600 Volt Streckenspannung betriebenen Stadt- und Vorortbahn Blankenese—Ohlsdorf[80]) und für den Versuchszug der schwedischen Staatseisenbahnen benutzt ist. Das Uebersetzungsverhältnis beträgt 1 : 4,22, der Laufraddurchmesser 1000 mm. Der Wirkungsgrad ist dabei inkl. Zahnradübertragung bestimmt. Außerdem werden u. a. die Strecken Niederschöneweide—Spindlersfeld[81]) (6000 Volt, 25 Perioden, Motoren von 100 PS), die Kleinbahnen in der Borinage[82]) (Belgien) und die Stubaitalbahn[83]) bei Innsbruck mit diesen Motoren betrieben. Letztere beiden Anlagen arbeiten mit 600 Volt, 40 Perioden, bezw. 2500 Volt, 42 Perioden. Die Motoren haben eine Leistung von je 40 PS.


Fig. 105. Fig. 106.

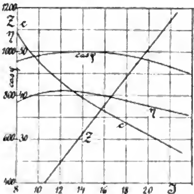


Fig. 107. J = Stromstärke (Amp.), Z = Zugkraft am Randumfang (kg), c = Geschwindigkeit (km/Std.), η = Wirkungsgrad (v. H.), cos φ = Leistungsfaktor (v. H.).

Um bei einem gewöhnlichen Repulsionsmotor, dessen Bürsten allgemein um einen Winkel von $\left(\frac{45}{p}\right)$ Grad aus der Richtung des Hauptfeldes verschoben sind, die induktive Wirkung des Ankerkraftflusses aufzuheben, hat die *Union, El.-Ges.*, Berlin (**263**) nach Fig. 108 eine zweite um $\left(\frac{90}{p}\right)$ Grad gegen *I* verschobene gleichartige Wick-

[77]) E. T. Z., 22. Oktober 1903, S. 877.
E. T. Z., 10. November 1904, S. 952.

[78]) E. T. Z., 28. Januar 1904, S. 75.
Z. f. E., Wien, 28. Februar 1904, S. 119.

[79]) E. Bahn. u. Betr., Januar 1904, S. 22.
Z. d. V. d. J., 27. Februar 1904, S. 303.

[80]) El. Bahn. und Betr., 4. Dezember 1905, S. 649.

[81]) Z. d. V. d. J., 27. Februar 1904, Bd. 48, S. 303.

[82]) El. Bahn und Betr., 3. Juni 1905, S. 289.

[83]) Z. d. V. d. J., 23. Dezember 1905, Heft 38, S. 1550.

lung *II* angeordnet, welche in sich geschlossen ist. Für den Fall, daß die Drehrichtung umgekehrt werden soll, können die beiden Wicklungen in ihrer Wirkungsweise durch einfaches Umschalten vertauscht werden.

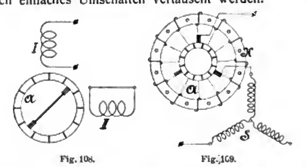


Fig. 108. Fig. 109.

Durch die Kombination eines einphasig gespeisten Drehstrom-Stators[84]) mit einem dreiphasig erregten Gleichstromanker erhält die *General Electric Co.*, Schenectady, N. Y., nach einem Patent von *E. A. Carolan* (**227**) einen kompensierten Nebenschlußmotor. Zum Anlauf wird er nach Fig. 109 als Hauptschlußmotor geschaltet, wobei noch ein Anlaßwiderstand *R* im Stromkreise liegt. Damit er hierbei nicht über eine bestimmte Umdrehungszahl hinausgehen kann, enthält die Armatur *A* noch eine Käfigwicklung *K*, welche in den Nuten über der Gleichstromwicklung untergebracht ist. Nach Erreichung einer bestimmten Geschwindigkeit wird die Schaltung nach Fig. 110 geändert. Infolge der Zuführung des Erregerstromes durch den Kommutator wird jetzt der Leistungsfaktor steigen, so daß die Maschine als Nebenschlußmotor mit Phasenkompensation arbeitet.

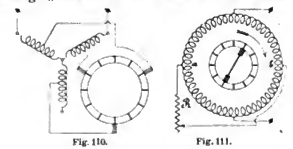


Fig. 110. Fig. 111.

(Fortsetzung folgt.)

[84]) Electrical Review, New York. Bd. 25, S. 222. The Electrician, New York, Bd. 18, S. 368.

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907 (s. d. Bd. S. 278).

Von k. k. landw. techn. Konsulent **A. Stift** (Wien).

(Schluß von S. 749 d. Bd.)

Auf die Vorzüge *eines neuen Sandfilters*, dessen Idee der Spodiumwaschmaschine von *Hoffmann* entstammt, macht *Kostálek*[34]) aufmerksam. Die Einrichtung dieses Filters ermöglicht nicht nur eine gute Filtration, sondern auch nach Beendigung derselben ein rasches und gründliches Auswaschen des Sandes im Filter selbst. Das Filter besteht aus einem geschlossenen zylindrischen Gefäß, welches zur Hälfte mit Sand gefüllt ist, so daß die Durchschnittsfläche des Zylinders demnach die Filterfläche darstellt. Der filtrierte Saft fließt durch ein aus Zentrifugensieb verfertigtes, an dem Unterteil des Filters angebrachtes Rohr ab. Das Filter arbeitet unter Druck und die Filtration wird durch einen Ablaßhahn geregelt. Das Filter arbeitet 12—24 Stunden und das Auswaschen des Sandes wird nach dem Aussüßen vorgenommen. Zu diesem Zweck wird kaltes oder warmes Wasser eingeleitet und mit Hilfe einer Transmission der Oberfläche des lagernden Sandes eine Neigung von 45° erteilt, so daß dadurch ein ununterbrochenes Abrollen der Sandkörner eintritt und dieselben gewaschen werden. Es genügen ein bis zwei derartige Wendungen, um mit wenig Wasser in 20—22 Minuten den Sand gründlich auszuwaschen. Wie die praktische Erprobung gelehrt hat, können durch dieses Filter täglich 300—400 Meterzentner Grünsirup filtriert werden.

Seit einer Reihe von Jahren steht der *Verdampfapparat Kestner* in der chemischen Großindustrie — namentlich in der Sodaindustrie — mit ausgezeichnetem Erfolg in Anwendung, während er hingegen, trotz aller Bemühungen, in der Zuckerindustrie keinen festen Fuß fassen konnte. Der *Kestner*sche Apparat ist eigentlich aus dem *Yaryan*-Apparat hervorgegangen, der, trotzdem er auf richtiger Grundlage ruht, aus verschiedenen technischen Gründen versagt hat. (In Oesterreich z. B. hat diesen Apparat nur eine Zuckerfabrik aufgestellt, und zwar in der Kampagne 1890/91, mit demselben bis zur Kampagne 1905/06 gearbeitet, dann ihn aber an einen Alteisenhändler verkauft und an seine Stelle eine *Wellner-Jelinek*-Verdampfstation in Betrieb gesetzt.) Beim Studium des *Yaryan*-Apparates kam *Kestner* auf den Gedanken, es sei nichts weiter nötig, wenn man eine Flüssigkeit auf einer Fläche, Rohre oder ebene Fläche sei gleichgiltig, gleichmäßig verteilen wolle, als eine Bewegung hinzuzufügen — ob durch Luft oder Dampf sei zunächst ebenfalls gleichgültig —. Aus dieser Erwägung folgerte er dann, daß die Verteilung gelingen müsse, wenn ein möglichst langes Rohr senkrecht gestellt, von außen beheizt und nur zu einem Teil von unten mit Flüssigkeit beschickt wird, indem in diesem Rohre durch die verdampfende Tätigkeit des umgebenden Heizdampfes Dampfblasen aufsteigen, die die scharfe Bewegung, welche *Kestner* suchte, geben und dadurch den Saft an der Wand hinaufschieben. *Kestner* nannte dieses System ein Kletterprinzip. *Gropp*[35]) hat mit einem solchen Apparat in der Zuckerfabrik Niezychowo einen Versuch angestellt, welcher vollkommen gelungen ist. Der Apparat ist stehend angeordnet. Die eingeschalteten Messingrohre sind 7 m lang, werden nur rund mit 1 m Flüssigkeit beschickt, wobei die Saftzuführung von unten und — als wesentlicher Unterschied von den alten stehenden Körpern — der Saftabgang oben ist. Der aufsteigende Dampf schiebt den Saft in dünnen Schichten an der Wand herauf und er verläßt nun im Gegensatz zu der Rieselei, von unten den Apparat, nachdem er die Rohre einmal passiert hat, um in den nächsten Körper einzutreten. Der Betrieb des Apparates ist ein außerordentlich einfacher. Er besteht darin, daß man die Pumpe, die man zur Beschickung des Apparates braucht, in Gang setzt, dann das Dampfventil öffnet und das Ausströmventil des Saftes nach dem nächsten

[34]) Zeitschrift für Zuckerindustrie in Böhmen 1907, 31. Jahrgang, S. 606.

[35]) Die Deutsche Zuckerindustrie 1907, 32. Jahrgang S. 129.

Körper aufmacht und ebenso den Brüdenschieber zum nächsten Körper. In wenigen Sekunden ist der gewünschte Druck hergestellt und der Apparat arbeitet. Naturgemäß ist es erforderlich, wenn man von dem Apparat eine bestimmte Leistung verlangt, bestimmt insofern, als man den Dampf für den nächstfolgenden Körper der Station gebraucht, daß man ihn mit einer bestimmten Menge Saft beschickt. Das kann durch eine bestimmt gewählte Pumpe geschehen, die selbstverständlich etwas größer sein muß als sie leisten soll. Damit die Beschickung doch eine gleichmäßige ist, ist zwischen Pumpe und Körper ein Regulierapparat von *Schneider & Helmeke* eingeschaltet, der genau so viel Saft durchläßt, als der für die Zwecke des Betriebes als richtig erkannte Stand des Apparates erfordert. Der Uebergang des Saftes aus dem *Kestner*-Apparat zum nächsten Körper würde nun, wenn nicht eine Vorrichtung eingeschaltet wäre, in stürmischer Weise erfolgen; es würde nicht nur Saft übertreten, sondern auch ein Teil des Brüdens in den Saftraum des nächsten Körpers, was natürlich nicht erwünscht und auch nicht angängig ist. *Gropp* hat deshalb in die Leitung einen ganz gewöhnlichen Schwimmertopf eingeschaltet, der den Saft in den Körper übertreten läßt und den Brüden absperrt. Eine Befürchtung, daß eventuell bei dem stürmischen Ausblasen des Dampfes aus den Röhren Saftteilchen übergerissen werden und in den nächsten Körper gelangen, Verluste herbeiführen oder gar eine böse Havarie verursachen, da, wo das betreffende Kondenswasser verwendet wird, ist unbegründet. Wenn man sich klar macht, daß das Prinzip *Kestner* ein ganz langsames Heraufklettern des Saftes hervorruft, so ist es ja auch selbstverständlich, daß gar keine intensive stürmische Entwicklung von Bläschen aus dem Saft am oberen Rohrboden entstehen kann. Es wurde daher auch in dem sogen. Uebersteiger während der sechswöchentlichen Kampagne niemals die geringste Spur Zucker gefunden. In Niezychowo steht der Apparat an erster Stelle eines Triple-Effets von Saftkochern, arbeitet also als erster Körper. Sein Dampf geht in einen zweiten Saftkocher, von dem aus die Vakua zum Teil geheizt werden. Der Dampf des zweiten Saftkochers geht in den dritten Saftkocher, von dem wieder zum Teil die Vakua geheizt werden, und erst der Dampf dieses dritten Saftkochers geht mit dem Rückdampf der Maschinen in das alte Niederdruck-Triple-Effet. Daraus ergibt sich natürlich, daß das Gefälle nach vorne zu ein außerordentlich hohes werden muß bei der Anwendung alter Apparate, die ja nicht gut unter dem Temperaturgefälle von 10° arbeiten können. Auch in diesem Falle beweist die Tatsache des sechswöchentlichen Betriebes, daß das *Kestner*sche System allen alten Systemen überlegen ist. Während die erwähnten Saftkocher 3 und 2 ein Gefälle von 10, 11 und 12° haben, hat der *Kestner*-Apparat nur ein Gefälle von 7° C. Der Heizdampf braucht nur eine Spannung von $2^1/_2$—3 at zu haben; der Dampfdruck in der Dampfkammer des *Kestner*-Körpers beträgt aber nur 2 . 2 at. Trotzdem der erzeugte Saftdampf im *Kestner*-Apparat 128° hatte, ist niemals ein Karamelisieren des Saftes eingetreten, was seine Ursache darin hat, daß der Saft nur ganz kurze Zeit (höchstens 2 Min.) dieser hohen Temperatur ausgesetzt ist; in dieser Zeit ist jedes Partikelchen durch die Röhren gegangen und zum nächsten Körper hinübergewandelt. Die Leistung, die nun bei diesem abnorm niedrigen Temperaturgefälle von 7° trotzdem entstanden ist, beträgt im Wärmeübertragungs - Koeffizienten ausgedrückt, d. h. für 1° Temperatur, 1 qm Heizfläche und 1 Minute, im Durchschnitt der angestellten Versuche 96,2, im Maximum sogar 108. Dies ist eine ganz gewaltige, ungewöhnliche Leistung, wenn man bedenkt, daß *Claassen* in seinem Buche „Die Zuckerfabrikation“ als höchste Zahl nur 50 angibt. Wenn man sich vergegenwärtigt, daß mit 1 qm Heizfläche in diesem System glattweg das Doppelte von dem erreicht wird, was bisher mit bekannten Systemen bester Art und Funktion zu erreichen ist, so muß nach der Ansicht von *Gropp* das *Kestner*sche System als ein gewaltiger Fortschritt in der Verdampfstation, bezw. in der Verdampfungstechnik anerkannt werden. Schließlich bemerkte *Gropp* noch, daß nach dem sechswöchentlichen Betriebe die Messingrohre genau so aussahen, wie am ersten Tage, also kein Steinansatz stattgefunden hatte, während die übrigen Apparate alle Sonntage gereinigt werden mußten. Die Kosten eines Apparates von 100—120 qm Heizfläche stellen sich nach den Angaben von *Heyder* f. d. Quadratmeter, dem heutigen Messingrohrpreise entsprechend, auf M. 90. Messingrohre kosten etwa M. 210 f. 100 kg. Ein gewöhnlicher Saftkocher würde gegenwärtig M. 60 f. d. Quadratmeter kosten. Wenn man aber die Leistungsfähigkeit eines jeden Apparates in Vergleich zieht, so kommt ein *Kestner* - Apparat immer noch bedeutend billiger, als ein gewöhnlicher Saftkocher mit vollständiger Armatur. Die *Sudenburger Maschinenfabrik und Eisengießerei* in Magdeburg-Sudenburg, welche die Apparate ausführt, hat Sextuple-Effets für die chemische Industrie gebaut und dampft z. B. Sodalauge und andere Laugen von 14—48° Beaumé in einem Durchgang ein. Selbstverständlich richtet sich die Konzentration der heraustretenden Lauge und für die Zuckerindustrie diejenige des heraustretenden Saftes nach den Heizflächen, die entsprechend bestimmt werden müssen. *Heyder* glaubt nun nicht, daß sich in dieser Beziehung Schwierigkeiten bei Zuckersäften ergeben würden. Die Heizfläche muß zu der Leistung im Verhältnis stehen und ferner zu der gewollten Konzentration des Saftes.

Ruhnke[36]) macht auf den *Hannemannschen Wasserstandregler* aufmerksam, welcher das Problem einer rationellen Kesselspeisung einfach und sicher löst, und es ermöglicht,

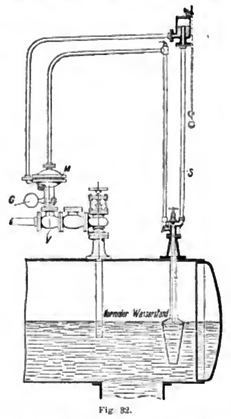


Fig. 32.

daß selbständig und unabhängig von der Wartung des Heizers, dem Kessel kontinuierlich kleine Wassermengen zugeführt werden, so daß der Wasserstand nur um etwa 5 mm schwankt. Die Vorrichtung (Fig. 32) besteht aus einem Durchgangsventil V, das vor dem gewöhnlichen

36) Zeitschrift d. Ver. d. Deutschen Zuckerindustrie 1907, 57. Band, S. 416.

Speiseventil in die Speiseleitung eingeschaltet wird. Dieses Durchgangsventil wird durch das Gegenventil *G* geschlossen. Letzteres ist durch ein Gestänge mit einer Membran im Gehäuse *M* verbunden. Sodann befindet sich auf dem Kessel das Standrohr *S* von 25 mm l. W., und etwa 1,5 m Höhe, das oben einen Wassersack hat, bis zum normalen Wasserstand in das Kesselinnere führt und hier mit einem Schutzrohr gegen Schlamm und Kesselstein umgeben ist. Außerdem führt vom kleinen Absperrventil ein zweites Rohr durch einen Wassersack nach dem Membrangehäuse über die Membran, während Rohr *S* unter der Membran dort einmündet. Bei normalem Wasserstand sind beide Rohre voll Wasser und da dabei der Druck über und unter der Membran derselbe ist, so bleibt das Ventil *V* geschlossen. Sinkt der Wasserstand, so fließt das Wasser vom Wassersack aus Standrohr *S* aus und es tritt Dampf in dasselbe ein. Hierdurch wird aber die Membran aus dem Gleichgewicht gebracht, da unten auf der Membran ein hydrostatischer Druck einer Wassersäule $^1/_2$ mal dem Querschnitt der Membrane lastet. Auf der Membran lastet der Gewichtsdruck einer kleineren Wassersäule und hebt sich daher die Membran und mit ihr das Gegengewicht *G*, so daß dadurch das Ventil *V* geöffnet wird und wieder Wasser in den Kessel gelangen kann. Zum Speisen können beliebige Pumpen verwendet werden, jedoch empfiehlt es sich, hinter der Pumpe in der Speiseleitung ein Sicherheitsventil einzuschalten, damit bei geschlossenem Ventil *V* das Speisewasser daraus entweichen kann. Bei Duplexpumpen kann man auch einen auf gleichen Prinzipien beruhenden Druckregler in die Dampfzuleitung einschalten, der die Pumpen selbsttätig je nach dem Wasserbedarf ein- und ausschaltet. Der Apparat hat sich in den letzten Jahren sehr eingeführt, da bereits über 1000 Apparate im Betrieb sind. Nach durchgeführten Verdampfungsversuchen seitens verschiedener Dampfkesselrevisionsvereine kann man wohl mit 5 — 10 v. H. Kohlenersparnissen rechnen. In der Zuckerindustrie hat der Apparat erst im letzten Jahre Eingang gefunden. Der Preis des Apparates stellt sich auf M. 400, der der Rohrleitung auf etwa M. 50.

Nach *Steinkühler*[37]) liegt die Zuverlässigkeit des Apparates hauptsächlich in dessen physikalischer Wirkung. Die Ursache des Hubes der Membrane besteht darin, daß das Wasser aus dem Standrohr durch eigenes Gewicht in den Kessel fällt und durch die Kondensation des Dampfes wieder in das Standrohr tritt. Hierdurch hebt und senkt sich die Membrane mit dem Ventilkegel, so daß das Ventil selbsttätig auf- und zugemacht wird, was sonst der Heizer zu besorgen hat. Die Schwankungen im Wasserspiegel sind äußerst gering. Ein Kessel von 100 qm Heizfläche hat normal 23000 l Wasserinhalt. Die Schwankungen betragen 3—5 mm; bei einem *Cornwall*-Kessel mit 1,9 Wasserspiegelbreite mal 10—11 m Wasserspiegellänge = rund 20 qm Oberfläche ergibt 5 mm Speisung 100 l Wasserzuführung. Eine jedesmalige Zuführung von 100 l ist aber eine so geringe Menge, daß man sagen kann, der Kessel bleibt stets in der Siedetemperatur. Das Ventil läßt man einige Minuten geschlossen, worauf es sich von selbst hebt, so daß der Apparat fortgesetzt in Tätigkeit bleibt. Neben der Kohlenersparnis tritt auch eine wesentliche Entlastung der Heizer ein, welche sich gerade bei größeren Anlagen bemerkbar macht, dadurch, daß dieselben nicht mehr das An- und Abstellen der Pumpen und Speiseventile zu besorgen haben. Es gibt Anlagen, wo nach Einbau der Apparate der gleiche Betrieb mit acht Kesseln gehalten wurde, während vor dem Einbau immer zehn Kessel im Betriebe waren. Dies kommt daher, daß die Heizer den zu bedienenden Feuerungen und den anderen wichtigen Vorrichtungen erhöhte Aufmerksamkeit widmen können.

In den beiden letzten Jahren war das *Ehrhardt'sche Luftrührverfahren* wiederholt Gegenstand eingehender Erörterungen; beachtenswerte Mitteilungen liegen auch aus jüngster Zeit vor. Mit den Luftrührmaischen hat *Ehrhardt* den Zweck angestrebt, eine mechanische Aufarbeitung der Nachprodukte zu bewirken, ohne genötigt zu sein, hohe Kapitalien in den dazu nötigen maschinellen Einrichtungen anlegen zu müssen. Zur Erreichung seines Zweckes hat *Ehrhardt* das Rühren mittels Luftblasen vorgeschlagen, wozu die vorhandenen Nachproduktenbassins dienen können. Die Luft ist ein ausgezeichnetes Rührmittel und ersetzt das mechanische Rührwerk in vollkommenster Weise, sie bedingt aber keineswegs ein gesondertes Verfahren und hat lediglich nur den Zweck, die in der Ruhe erstarrten Nachprodukte breiflüssig und durch Pumpen und dergl. transportfähig zu erhalten, somit die lästige und unsaubere Arbeit des Ausbringens der Nachprodukte bei der Bassin- resp. Grubenarbeit aus der Welt zu schaffen. Die Druckluft wird durch Röhren (D. R. P. No. 121531) in die Maischen eingeführt und kann es dann leicht vorkommen, daß sich zwischen den einzelnen Rohrmündungen Ablagerungen fester Stoffe bilden, die von den Luftblasen nicht berührt werden. Zur Beseitigung dieses Uebelstandes hat sich *Ehrhardt* nachstehend beschriebene Vorrichtung patentieren (D. R. P. No. 161937) lassen: Neben jeder Rohrmündung *a* (Fig. 33) erhebt sich zu beiden Seiten je eine schräg gestellte Platte *b*, deren unteres Ende etwas höher liegt als die Rohrmündung und die zwischen sich und dem Rohre einen Zwischenraum *i* freiläßt. An ihren oberen Enden lassen je zwei benachbarte Platten einen Abstand *o* zwischeneinander frei. Die aus den Rohrmündungen *a* entweichenden Luftblasen steigen dann nicht ausschließlich am Rohr selbst in die Höhe, sondern sie teilen sich derart, daß nur ein Teil durch die Oeffnungen *i* unmittelbar nach oben gelangt, ein anderer

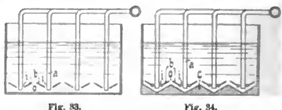


Fig. 33. Fig. 34.

Teil aber unter die schräge Fläche *b* tritt und so zu der Oeffnung *o* geführt wird. Auf diese Weise wird verhütet, daß unter den Platten *b* sich feste Ablagerungen bilden, wie auch ferner oberhalb dieser Platten die Luft in der Flüssigkeit besser verteilt wird. Will man die Wirkungsweise regeln können, so kann man die Platten *b* an ihren unteren Enden oder auch umgekehrt oder schließlich in der Mitte drehbar machen (Fig. 34), wodurch ihre Neigungen und damit auch die Durchschnittsöffnungen *o* verstellbar werden. Es kann auch der Boden des Behälters mit Ausfüllungen *c* versehen werden, die so gestellt sind, daß ihre Oberflächen sich der durch die Platten *b* gebildeten Bodenform anschließen, wodurch der Raum unter den Platten noch geringer und Ablagerungen von festen Stoffen noch sicherer vermieden werden. Sehr beachtenswert sind nun die Erfahrungen, welche *Rösler*[38]) mit *Ehrhardt*schen Luftrührmaischen während einiger Jahre gemacht hat und die sich in seinem Betriebe als durchaus vorteilhaft, betriebssicher und in ihrer Leistung als ebenso gut wie alle gleichen Zwecken dienenden konkurrierenden Anlagen, erwiesen haben. Die anfangs gehegte Befürchtung, daß die zu rührenden strammen Füll-

[37]) Zeitschrift d. Ver. d. Deutschen Zuckerindustrie 1907, 57. Band, S. 419.

[38]) Die Deutsche Zuckerindustrie 1907, 32. Jahrg., S. 324.

massen dem Rührmittel „Luft" einen bedeutenden Widerstand entgegensetzen würden, hat sich als unbegründet erwiesen, da die Luftblasen auf die breiflüssigen Massen eine derartige eruptive Gewalt ausübten, wie ein derart kräftiges Untermischen mit mechanischen Rührwerken niemals zu erreichen ist. Ein weiterer Vorteil des Verfahrens liegt auch in der Raumausnutzung, die durch kein anderes Verfahren in dem Maße zu erreichen ist; während die Transmissionen sonst $^1/_3$ des zur Verfügung stehenden Raumes, mag es nun Bodenfläche oder Raum über den Maischen, also in der Höhe, beanspruchen, genügt bei den *Ehrhardt*schen Maischen ein schmaler Zugang von 500—600 mm Breite und eine lichte Höhe über den Bassins von wenigen 100 mm. Durch das Zusammendrängen des Maischraumes in enge Gebäuderäume wird der Raum auch besser warm gehalten, so daß es nur nötig ist, die Luftschichten unter den Böden der Gefäße durch einen Rippenheizkörper auf einer Temperatur von 40° C zu halten. Die Luftrührfüllmassen stehen den Füllmassen der Ruhekrystallisation nicht nur nicht nach, sondern sie liefern glänzende, schön ausgebildete Krystalle, die sich besser verarbeiten lassen als die aus der Ruhekrystallisation erhaltenen. Die Kosten einer Anlage sind erheblich niedriger als diejenigen einer mechanischen Rührmaische. Während das Kubikmeter Maischraum in mechanischen Rührmaischen etwa 100 und 200 M. (ob offen oder geschlossen, exkl. Säulen, Träger usw.) kostet, stellt sich das Kubikmeter in Luftrührmaischen auf 10—15 M., wenn die Bassins vorhanden sind und auf 20—25 M., wenn die Bassins neu beschafft werden müssen. Dazu kommt noch die Patentgebühr, die den Preis etwa verdoppelt; Träger, Säulen usw. kommen nicht in Frage. Beachtet man, daß der Akkordsatz für 100 Pfd. geschleuderten Nachproduktzuckers von 25 Pfg. auf 7—7,5 Pfg. heruntergesetzt werden kann, daß die Ausreifezeit der Füllmassen auf etwa $^1/_3$ heruntergeht und dementsprechend die Nachkampagne verkürzt und Kohlen im wesentlichen Umfang erspart werden, daß ferner der Verkauf der Nachprodukte kurz nach Schluß der Kampagne erfolgen kann und die entfallenden Zinsen in Rechnung zu stellen sind, daß die Amortisation aber nur sehr geringe Summen in Anspruch nimmt, so ist an der Rentabilität einer Luftrührmaischanlage nicht zu zweifeln, ganz abgesehen davon, daß durch Abwechselung der Krystallisation in Ruhe (*Rösler* rührt nämlich nur von Zeit zu Zeit, alle 12 Stunden) mit der Krystallisation in Bewegung größere Ausbeuten erzielt werden als bei irgend einer anderen Maischanlage.

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Spannungsmesser. Die *Jewell Electrical Instrument Company* in *Chicago* ordnet zwei Spulen ineinander an. Die äußere besonders leicht gebaute ist drehbar in Edelsteinbuchsen gelagert und zwar muß sie bei der Drehung die Kraft zweier Torsionsfedern überwinden, die gleichzeitig zur Stromzuführung dienen. Zur Erzielung aperiodischer Ausschläge ist in einem ringförmigen Gefäß unter dem Zeiger ein Aluminiumflügel angebracht, der jedoch etwa 1 mm von den Gefäßwandungen absteht, so daß ein Hängenbleiben des Zeigers infolge von Reibung des Windflügels nicht eintreten kann.

Durch die besondere Spulenanordnung wird erzielt, daß sämtliche von der feststehenden Feldspule erzeugten Kraftlinien die bewegliche Spule durchsetzen. Infolgedessen wird das größtmögliche Drehmoment erhalten und man kann mit so geringer Energiemenge für die Messung auskommen, daß das Instrument ohne Temperaturbeeinflussung beliebig lange eingeschaltet bleiben kann. Ferner hat sich gezeigt, daß die Impedanz so klein ist, daß das Instrument nicht nur für Gleichstrom, sondern auch für Wechselstrom beliebiger Frequenz verwendet werden kann. (Electrical Review, New York, 1907, Bd. 11, S. 379.) *Pr.*

Elektrometer für statische Ladungen. (*Wulf.*) Die bereits früher (s. D. p. J., S. 493 d. Bd.) beschriebene Abänderung des Aluminiumblättchen-Elektroskops spricht auf positive und negative Ladungen in gleicher Weise an. Es ist daher beispielsweise nicht verwendbar, wenn man das Potentialgefälle der Luft oder auch die Form eines Wechselstromes aufzeichnen will, da hier auch das Vorzeichen der Ladung unterschieden werden muß.

Zur Abhilfe bringt der Verf. zu beiden Seiten der Fäden je einen Hilfskonduktor an. Beide werden mit demselben Potential geladen und die an Erde gelegten Fäden erhalten hierdurch bereits einen Ausschlag. Erhalten dann die Fäden eine Ladung von gleichen Vorzeichen, so wird der Ausschlag verkleinert und umgekehrt bei Ladung mit entgegengesetztem Vorzeichen vergrößert werden.

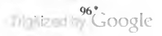
Der Hilfskonduktor wird als oben und unten offener Zylinder ausgeführt, der senkrecht in zwei Teile geteilt ist, um die Fäden gut ausrichten zu können, und der zum Beobachten zwei einander gegenüber liegende Oeffnungen hat. Durch den Hilfskonduktor ist ferner noch der Vorteil erreicht, daß man die Empfindlichkeit für kleine Potentiale vergrößern und überhaupt die normale Empfindlichkeit für jeden Teil des Meßbereiches durch entsprechende Wahl des Potentials des Hilfskonduktor einstellen kann. (Physikalische Zeitschrift 1907, S. 527—530.) *Pr.*

Dampfturbinen.

Nebenspannungen in Turbinenscheiben. (*Stodola.*) Die übliche Berechnungsweise des Scheibenprofils gleicher Festigkeit wie sie bei Dampfturbinen benützt und von *Stodola* in seinem bekannten Werke eingehend behandelt wurden, setzt voraus, daß in der Scheibe ein ebener Spannungszustand herrsche, daß also die radiale, tangentiale und achsiale Richtung, Hauptspannungseinrichtungen sind und daß überdies die achsiale Spannung verschwindet. Tatsächlich bedingt aber die veränderliche Scheibendicke eine ungleichmäßige Verteilung der Spannungen bei gleichem Radialabstande und das Auftreten von Schubkräften, so daß die gerechneten Spannungen nur Mittelwerte darstellen. In der vorliegenden Arbeit entwickelt der Verfasser durch ein Näherungsverfahren die *Nebenspannungen*, das sind die Differenzen zwischen den bei strenger Rechnung auftretenden elastischen Kräfte und den auf die eingebürgerte Art sich ergebenden. Durch Einführung der Mittelwerte in die strengen Gleichgewichtsbedingungen erhält man eine erste Annäherung für die Schubspannungen und daraus wieder Formeln für die Verrückungen, die ihrerseits dann die verbesserten Normalspannungen geben (wobei achsiale Normalspannungen vernachlässigt werden). Das Verfahren könnte dann zu einer zweiten, dritten, . . . Annäherung dienen. Es zeigt sich, daß die Zusatzspannungen nur bei scharf gekrümmten Hohlkehlen berücksichtigt werden müßten. Werden solche vermieden, so ist die gewöhnliche Profilermittelung ganz zweckentsprechend. Ein Vergleich dieses Näherungsverfahrens mit den exakten für ein Umdrehungsellipsoid giltigen Formeln *Chree*s liefert gute Uebereinstimmung für praktisch vorkommende Achenverhältnisse. (Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1907, No. 32) *A. L.*

Eisenbahnwesen.

Schnellzugsbremse. (*Oppermann.*) Die gesteigerten Fahrgeschwindigkeiten der Eisenbahnzüge verlangen notgedrungen eine Verbesserung der vorhandenen Bremsvorrichtungen, da



mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit die Bremswege nicht im einfachen, sondern im quadratischen Verhältnis wachsen, so daß sie bei 100 km schon nahezu doppelt so lang werden müssen wie bei 80 km Geschwindigkeit. Tatsächlich wird der Unterschied noch größer, da bei höherer Geschwindigkeit auch der Wirkungsgrad der jetzigen Bremsvorrichtungen abnimmt.

Die Reibung zwischen Bremsklotz und Rad ist sehr veränderlich und abhängig vom Material und Zustand der Reibungsflächen, von der Fahrgeschwindigkeit und vom Flächendruck der Klötze auf die Räder; im Verlaufe der Bremsung nimmt er im allgemeinen mit abnehmender Geschwindigkeit zu.

Versuche zeigen, daß die Verzögerungen bei den jetzigen Bremsen bei hohen Fahrgeschwindigkeiten (130 km) für den weitaus größten Teil des Bremsweges nicht mehr als 0,6 bis 0,8 m/Sek. betragen. Bei einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von 70 km wird zwar durchschnittlich noch eine gute Bremsung erzielt, aber im ersten Teil derselben ist die erreichte Verzögerung auch noch verbesserungsfähig. Bei allen Schnellbremsen ist die anfänglich auftretende Reibung verhältnismäßig gering und erst während eines kurzen Zeitraumes vor dem völligen Anhalten, nimmt die Reibung schnell zu. Die wirksamste Bremsung wird erreicht, wenn die Bremsklötze so stark an die Räder gepreßt werden, daß die dadurch entstehende Reibung fast so groß wird als die Reibung zwischen rollendem Rad und Schiene. Wird die Bremsreibung noch größer, dann tritt Gleiten der Räder auf den Schienen ein, die Bremswege werden dann größer.

Bei allen Bremsvorrichtungen wird der Bremsdruck der Einfachheit wegen konstant gehalten, er hat sich für schnellfahrende Züge als viel zu gering erwiesen. Die Wirksamkeit der jetzigen Bremsen ist am geringsten, wenn die kräftigste Bremsung am dringendsten erforderlich ist. Um eine gute Bremsung zu erhalten, muß die Bremskraft den Aenderungen der Klotzreibung angepaßt werden. Hierzu sind selbsttätige Bremsdruckregler verschiedener Art vorgeschlagen worden, so von *G. Westinghouse* 1878, von *Parke* 1902 und von *Brüggemann*. Die Wirksamkeit dieser Regelung wird aber durch Witterungseinflüsse und durch die unregelmäßige Bewegung der Fahrzeuge sehr beeinträchtigt.

Auf amerikanischen Bahnen ist schon seit längerer Zeit bei schnellfahrenden Zügen die „*Westinghouse*-Hochdruckbremse" in Verwendung. Der normale Betriebsdruck ist dabei von 5 auf 8 at erhöht, so daß die anfängliche Bremskraft etwa 110—120 v. H. des Wagengewichtes ist. Im weiteren Verlauf der Bremsung sinkt der Druck auf 4 at. Bei dieser Bremsart ist zu bemängeln, daß die Wirkungsdauer des hohen Druckes nicht der Bremsdauer angepaßt werden kann, so daß für geringe Geschwindigkeiten der Zusatzdruck zu lange und bei hohen Geschwindigkeiten nicht lange genug wirkt.

Verfasser hat nun eine neue „Schnellbahnbremse" entworfen, die mit normalem Bremsdruck arbeitet und bei der die Wirkungsdauer des Zusatzdruckes beliebig abgestuft werden kann. Dabei bleibt die vorhandene Bremseinrichtung bestehen, neben dieser Hauptbremse kommt eine zweite unabhängige Bremsvorrichtung, die an die Hauptleitung der Druckluft angeschlossen wird und auf dasselbe Gestänge wirkt wie die Hauptbremse. Diese Zusatzbremse liefert die bei Schnellbremsungen verlangte erhöhte Bremskraft und soll die Aenderung des Bremsdruckes während der Bremsung hervorrufen. Versuche mit dieser „Schnellbahnbremse" haben günstige Ergebnisse geliefert, und zwar mit demselben Zug und unter den gleichen Verhältnissen die folgenden Bremswege:

I. *Westinghouse*-Schnellbremse mit konstantem Bremsdruck.

Geschwindigkeit km/Std.	71,6	91,7	100,1	109,7	120	131
Bremsweg in m	241	411	507	608	765	951

Westinghouse-Schnellbremse mit veränderlichem Bremsdruck.

Geschwindigkeit km/Std.	71,5	90,3	99	109,5	114	129,5
Bremsweg in m	169	264	309	436	536	602

(Bayrisches Industrie- und Gewerbeblatt 1907, S. 376—382.) *W.*

Elektrotechnik.

Nutzbarmachung der Prüffeldleistung. (*Kaufmann.*) Zur Nutzbarmachung der Bremsleistung eines Prüffeldes für Kraftmaschinen ist die asynchrone Drehstrommaschine am besten geeignet, wobei aber der Magnetisierstrom einem schon vorhandenen Drehstromnetz entnommen werden muß. Läßt man die Maschine nun mit negativer Schlüpfung, d. h. mit höherer Umlaufzahl als sie der Wechselzahl des Netzes entspricht, laufen, so wird Leistung in das Netz abgegeben. Schwankungen in der Netzspannung beeinträchtigen die Wirkungsweise der Maschine nicht, weil ihre Eigenspannung sich durch Induktion nach der Außenspannung regelt.

Wird die Leistung der Bremsdynamo von Null auf die Normallast gesteigert, so variiert der Schlupf von 0 bis —5 v. H.; auf kurze Zeit kann die Leistung der Maschine verdoppelt werden, wobei der Schlupf auf —10 v. H. steigt. Obwohl bei konstanter Wechselzahl des Netzes die Leistung von der Umlaufzahl abhängig ist, so kann im vorliegenden Fall diese Eigenschaft doch nicht für die Regelung benutzt werden, sondern muß man zu diesem Zweck Widerstände in den Rotor einschalten.

Zur Messung der Bremsleistung braucht nur ein Wattmesser beobachtet zu werden, dessen Angaben durch den jeweiligen Wirkungsgrad dividiert werden. Letzterer ist durch die Umlaufzahl bedingt, wird also vorher in einer Zahlentafel zusammengestellt. Als unsicheres Glied bei der Messung ist der Wirkungsgrad der Riemenübertragung von der Kraftmaschine nach der Bremsdynamo zu betrachten; derselbe wird je nach Umständen zu 2—3 v. H. angenommen.

Die angegebene Methode, die eine Ausnutzung von etwa 80 v. H. der Prüffeldleistung gestattet, hat noch den Vorteil, daß die Schwungräder, die sonst durch die üblichen Bremsen stark angegriffen werden, sehr geschont werden. Auch ist jetzt eine sonst nicht durchführbare plötzliche Be- oder Entlastung der geprüften Maschinen möglich.

Als Nachteil der Verwendung einer Drehstrommaschine als Bremsdynamo wirkt der Umstand, daß der Strom sich aus um 90° gegeneinander verschobenen Wattstrom und wattlosem Strom zusammensetzt, wobei letzterer durch den asynchronen Generator dem Netze, d. h. der dieses speisenden Synchronmaschine entnommen wird, während letztere vom Wattstrom entlastet wird. Ist nun die Phasenverschiebung groß und liefert der Asynchrongenerator den gesamten Wattstrom, so kann die leerlaufende Synchronmaschine durch den von ihr geforderten wattlosen Strom stark überlastet werden.

Die Hebung dieser Schwierigkeit ist in verschiedener Weise möglich. Im vorliegenden Falle kann die Bremsdynamo ihren Strom teilweise in einen an ein ebenfalls bestehendes Gleichstromnetz angeschlossenen Drehstrom-Gleichstromumformer senden, der normal leerläuft, dabei aber wattlosen Strom bis zu ihrer vollen Strombelastung liefern kann, der zum Ausgleich der durch die Bremsstation hervorgerufenen Phasenverschiebung dient. (Z. d. V. d. I. 1907, S. 1628—1630.) *Kr.*

Lokomotivbau.

Heißdampflokomotiven. Die *Canadian Pacific Railway* hat zur Zeit mehr als 197 solche Lokomotiven in Betrieb. Mit fünf verschiedenen Ueberhitzersystemen werden Versuche ausgeführt, wobei zwei davon als ungeeignet befunden wurden. Bewährt haben sich der Rauchröhrenüberhitzer Bauart *W. Schmidt* und die Ueberhitzer System *Cole* und *Vaughan-Horsey*. *Vaughan*, Direktor dieser Eisenbahn, weist dabei auf die Schwierigkeiten hin, genaue Zahlenwerte bei diesen Versuchen zu erhalten, da der Kohlenverbrauch für 1 t Meile im Sommer und Winter sehr verschieden ist. Die Ergebnisse der Versuche, die während fünf Herbst- und Wintermonate an 3/4 gekuppelten Lokomotiven mit den drei genannten Ueberhitzerarten auf der Strecke Fort William — Winepeg erhalten wurden, sind mit dem Kohlenverbrauch einer Lokomotive mit Verbundwirkung verglichen.

Derselbe wurde gleich 100 angenommen und dementsprechend der relative Kohlenverbrauch der Heißdampflokomotiven bestimmt.

Strecke	Sattdampf-Verbund-lokomotive	Heißdampflokomotive System *Schmidt*	Heißdampflokomotive System *Cole*	Heißdampflokomotive System *Vaughan-Horsey*
Fort William—Ignace	100	101,0	88,5	84,7
Ignace—Kenora . .	100	98,3	105,0	—
Kenora—Winepeg .	100	100,8	100,5	—

Der Versuchswert 84,7 kann aber kaum der Wirklichkeit entsprechen, so daß die Versuche noch nicht als abgeschlossen betrachtet werden können.

Versuche mit Güterzug-Heißdampflokomotiven haben die Ueberlegenheit der Heißdampflokomotive gegenüber der Sattdampflokomotive von neuem bewiesen. Doch weichen die dabei erhaltenen Ergebnisse sehr voneinander ab.

Strecke	Lokomotiv-Type	Relativer Kohlenverbrauch
Smith Fall — Havelock	4-6-0 Lokomotive m. *Cole*-Ueberhitzer	100
	„ „ „ *Vaughan* „	101
	„ Sattdampf-Verbundlokomotive	109
Schreiber — Fort William	Lokomotive mit *Vaughan*-Ueberhitzer	89
	„ „ *Cole*- „	9
	Sattdampf-Zwillingslokomotive	100
	„ Verbund „	104
Field — Revelstoke	2-8-0 Zwillingslokomotive	100
	„ Lokomotive m. *Vaughan*-Ueberhitzer	89
Swift Current — Medicin Hat	4-6-0 Schnellzug-Verbundlokomotive	100
	„ „ Lokomotive, Ueberhitzer, System *Schmidt*	57
	„ „ Lokomotive, Ueberhitzer, System *Cole*	67
Chalk River — North Bay	4-6-0 Sattdampf-Zwillingslokomotive	100
	„ Lokomotive mit Ueberhitzer, System *Vaughan*	74

Aus diesen Versuchen ergibt sich nach *Vaughan*, daß Heißdampflokomotiven im Güterzugdienst 10—15 v. H. und im Schnellzugdienst 15—20 v. H. weniger Kohlen verbrauchen als Sattdampflokomotiven. (Engineering 1907, S. 310.) *W.*

Elektrische Lokomotiven. Um Vergleichsversuche zwischen den verschiedenen elektrischen Systemen anzustellen, hat die *Pennsylvania Railroad Company* bereits zwei Gleichstromlokomotiven bauen lassen, die jede mit vier 350 PS-Motoren ausgerüstet ist und etwa 100 t wiegt. Bei einer Lokomotive erfolgt der Antrieb der Laufachsen durch Zahnräder, bei der anderen sind die Motoranker unmittelbar um die Laufachsen angeordnet.

Neuerdings ist nun auch eine Wechselstromlokomotive fertiggestellt worden, die besonders für das Hineinschleppen der Dampfzüge in den *New Yorker* Endbahnhof bestimmt ist. Dieser Betrieb ist ziemlich schwer, da Steigungen bis 2 v. H. mit großer Geschwindigkeit befahren werden müssen. Bei den Probefahrten auf der mit vielen Krümmungen versehenen Versuchsstrecke sind Geschwindigkeiten von 118 km/Std. erreicht worden, so daß auf der Geraden eine Geschwindigkeit von 144 km/Std. erwartet wird.

Die Lokomotive besteht aus zwei vollständig gleich gebauten Hälften. Besonderer Wert ist auf die Zugänglichkeit sämtlicher Teile gelegt. Hierzu sind die Hauptschaltapparate auf einer erhöhten Plattform in der Mitte der Lokomotive angebracht und auf jeder Seite von einem breiten Bedienungsgang aus erreichbar. Die Schalter zur Regelung der Spannung sind unmittelbar über dem 11 000 Volt Transformator, der mit Sparschaltung versehen ist, angebracht. Die Lüftungsanordnung und die Fahrtrichtungsschalter sind unmittelbar über den Antriebsmotoren eingebaut, die auf den Laufachsen sitzen. (Street Railway Journal 1907, Bd. II, S. 92—93.) *Pr.*

Materialienkunde.

Festigkeit von Schlackenbeton. (*Kaufmann.*) Der Schlackenbeton findet infolge seines verhältnismäßig geringen Eigengewichtes bei Deckenkonstruktionen häufig Verwendung. Seine Tragfähigkeit wird hierbei nur in seltenen Fällen ausgenutzt. Neuerdings hat die *Berliner Baupolizei* die Verwendung des Schlackenbetons als tragenden Bauteil verboten, da für seine Festigkeitseigenschaften nur wenig maßgebende Zahlenwerte bekannt sind und mit praktischen Ausführungen teilweise schlechte Erfahrungen gemacht wurden.

Zur Feststellung der Druck- und Scherfestigkeit des Schlackenbetons haben *Steffens & Nölle* in Berlin im Königlichen Materialprüfungsamt in Groß-Lichterfelde mit 60 Probewürfeln von 30 cm Seitenlänge Druck- und mit Prismen von 20 × 20 × 75 cm Scherversuche anstellen lassen. Die eine Hälfte der Probekörper wurde nach 28 Tagen Erhärtungsdauer auf Druck, die andere Hälfte zweischnittig auf Abscherung untersucht, nachdem sie 7 Tage unter Wasser und 21 Tage im feuchten Sand gelegen hatten. Bei den Scherproben waren die beiden Auflager 20 cm und die mittlere Druckplatte 14,8 cm lang, so daß die Balkenlänge l, zwischen den Auflager-*Mitten* gemessen, 54,8 cm betrug.

Die in der umstehenden Tabelle zusammengestellten Versuchsergebnisse sind Mittelwerte aus je fünf Versuchen. Die mit a bezeichneten Reihen unterscheiden sich von den übrigen durch die Zementmarke.

Zwischen der Scherfestigkeit τ und der Scherspannung τ' bei der Entstehung des ersten Biegungsrisses, sowie zwischen der Biegungsfestigkeit σ_b (Biegungsspannung beim Anriß) und der Schubfestigkeit τ besteht das gleiche mittlere Verhältnis

$$\frac{\tau}{\tau'} = \frac{\sigma_b}{\tau} = 2.$$

Das Verhältnis $\frac{\sigma_b}{\tau'}$ hat für alle Scherversuche denselben Wert 4,1, weil für alle Versuche die Balkenlänge l, die Balkenhöhe k und die Belastungsweise dieselbe ist.

Kaufmann leitet auf theoretischem Wege mit Benutzung des Mittelwertes $\frac{\tau}{\tau'} = 2$ die Formel ab:

$$\sigma_b = \frac{3}{4} \cdot \frac{l}{k} \cdot \tau.$$

Für $l = 54{,}8$ cm und $k = 20$ cm erhält man daher $\sigma_b = 2{,}055\,\tau$.

Dieser Wert stimmt mit dem mittleren Tabellenwert gut überein und liefert für die einzelnen Probekörper σ_b-Werte, die sich mit rd. $\pm$ 10 v. H. Unterschied den nach den Biegungsformeln berechneten σ_b-Werten nähern, so daß die Formel $\sigma_b \approx 2\,\tau$ die Beziehung zwischen Biegungsfestigkeit und Schubfestigkeit ziemlich genau zum Ausdruck bringt.

Dagegen kann die Formel:

$$\sigma_b = \frac{3}{4}\,\frac{l}{k}\,\tau$$

in dieser Form nur für das vorhandene Verhältnis

$$\frac{l}{k} = \frac{54{,}8}{20}$$

richtig sein, da der Koeffizient $^3/_4$ unter Benutzung des oben ermittelten Verhältnisses $\frac{\tau}{\tau'} = 2$ berechnet ist, welches nur für die angegebenen Werte von l und k Gültigkeit hat.

Reihe No.	Mischung				Versuchsergebnisse					Verhältniswerte			
	Zement	Neiße-Kies	Koks-asche	Wasser-zusatz v. H.	Gewicht nach 28 Tagen kg/cbm	Druck-festigkeit kg/qcm σ_d	Scher-festigkeit kg/qcm τ	Scher-spannung b. 1. Biegeriß τ' kg/qcm	Biegungs-spannung b. 1. Biegeriß σ_b kg/qcm	$\frac{\sigma_d}{\tau}$	$\frac{\tau}{\tau'}$	$\frac{\sigma_b}{\tau'}$	$\frac{\sigma_b}{\tau}$
1	1	—	6	14,6	1555	143	18,4	10,8	44,2	7,8	1,7	4,1	2,4
1a	1	—	6	13,7	1553	138	16,6	7,5	30,9	8,3	2,2	4,1	1,9
2	1	2	4	9,1	1851	176	17,9	8,0	32,8	9,8	2,2	4,1	1,8
2a	1	2	4	8,7	1856	150	19,1	9,15	37,6	7,8	2,1	4,1	2,0
3	1	3	4	8,6	1926	177	16,5	7,6	31,4	10,7	2,2	4,1	1,9
3a	1	3	4	8,2	1906	139	14,9	8,0	33,1	9,3	1,9	4,1	2,2
											Durchschnittswert 2		Durchschnittswert 2

Das Gesetz zwischen σ_b und τ wird besser durch die allgemeinere Formel:

$$\sigma_b = \frac{\alpha}{\beta} \cdot \frac{l}{k} \cdot \tau$$

zum Ausdruck gebracht.

Hierbei ist α ein durch Rechnung zu bestimmender Zahlenwert der von der Art der Belastung und der Berechnungsweise der Scher- und Biegungsspannungen abhängig ist, während β der aus Versuchen für das gegebene Verhältnis $\frac{l}{k}$ zu bestimmende Wert $\frac{\tau}{\tau'}$ ist. Im vorliegenden Falle ist $\alpha = \frac{3}{2}$ und $\beta = 2$.

Die Versuchsergebnisse sind selbst für reinen Schlackenbeton recht günstig. Da jedoch im Baubetrieb ausgeführte Konstruktionen derselben Mischung erheblich geringere Festigkeit aufweisen können, so ist bei der Verwendung von Schlackenbeton zu tragenden Bauteilen Vorsicht anzuwenden. Auszuschließen ist der Schlackenbeton bei der Herstellung von Plattenbalken und von solchen Teilen der kontinuierlichen und eingespannten Decken, in denen negative Momente auftreten können. (Beton und Eisen 1907, S. 226—229.)

Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Schmelzpunkte. (*Burgess.*) In dem *Bureau of Standarts, Washington* wurden eine Reihe von hochliegenden Schmelzpunkten in folgender Weise bestimmt: Ein Platinband wird in einer Atmosphäre von reinem Wasserstoff durch den elektrischen Strom erhitzt; eine winzige Menge des betreffenden Metalles, dessen Schmelzpunkt man messen will, liegt auf dem Platinband. Durch ein Glimmerfenster beobachtet man mit einem Mikroskop, wann bei fortgesetzter Stromsteigerung die Substanz zu schmelzen scheint. Zugleich wird mit dem optischen Pyrometer die Temperatur gemessen.

Es wurden folgende Schmelzpunkte gemessen:

Eisen (99,95 v. H. F_e) . . . 1507 ° C
Chrom (98,99 v. H. B_r) . . . 1482 „
Kobalt (99,95 v. H. C_o) . . . 1464 „
Nickel (99,95 v. H. N_i) . . . 1435 „
Mangan (98,99 v. H. M_n) . . 1207 „

Das Eisen war von *Burgess* elektrolytisch hergestellt worden. *Burgess* empfiehlt den Schmelzpunkt von Kobalt als Fixpunkt für Eichungen, da das Metall billig ist, sich wenig oxydiert und einen scharfen Schmelzpunkt zeigt.

Oberhalb des Platinschmelzpunktes konnten Messungen angestellt werden, indem man das betreffende Metall (z. B. Tantal) als Faden einer Glühlampe durch den Strom erhitzte, bis der Faden schmolz. Tantal schmolz bei der „schwarzen" Temperatur 2740; daraus berechnete *Burgess* den Schmelzpunkt des Tantals zu etwa 2900 ° C. Für *Wolfram* fand er einen Wert, der zwischen den Grenzen 3050 ° und 3200 ° C liegt. (Electrochemical and Metallurgical Industry 1907, S. 221.)

A.

Transportwesen.

Fördermaschine. (*Iversen.*) Daß die Höchstgeschwindigkeit für die Seilfahrt der Dampffördermaschine auf 6 m. bei der elektrischen Fördermaschine dagegen auf 10 m festgesetzt wurde, ist in der besseren Geschwindigkeitsregelung der letzteren begründet. Bei der Dampffördermaschine läßt die Regelung durch größere oder geringere Dampfzufuhr für den mittleren Teil der Fahrt wenig zu wünschen übrig, die Gefahr des Stauchens des unteren Korbes auf die Aufsetzvorrichtung und des Uebertreibens des oberen Korbes wird durch die üblichen Sicherheitsvorrichtungen jedoch weniger vollkommen beseitigt. Zur Erhöhung der Bremswirkung wird zuweilen die Auspuffleitung durch eine Drosselklappe abgeschlossen, um die Maschine als Kompressor arbeiten zu lassen. Diesem Vorgehen haftet der Uebelstand an, daß der komprimierte Dampf nun auf die andere Zylinderseite treibend wirkt, falls der Maschinist die Steuerung umlegt in der Absicht Gegendampf zu geben. Die Anzahl der Handgriffe wird außerdem dadurch erhöht. Das plötzliche Einfallen der Bremswirkung durch die selbsttätigen Auslösevorrichtungen, auf die man auch nicht in einen genügend eng begrenzten Zeitraum rechnen kann, hat den Nachteil, besonders die Förderseile einer hohen Beanspruchung auszusetzen.

Um die Förderung möglichst sicher beherrschen zu können und möglichst geringe Anforderungen an den Maschinisten zu stellen, sollte die Maschine stets positive Arbeit zu leisten haben, d. h. es sollte bei überhängender Last am Trommelumfang eine genau regelbare Bremskraft wirken, die der jeweils unausgeglichenen Last mindestens gleichkommt.

Dieser Zweck wird durch einen mit Dampf oder Druckluft betriebenen Bremszylinder erreicht, dessen eine Seite stets unter vollem Druck steht, während ein kolbenförmiger Schieber die Zufuhr der anderen Zylinderseite regelt. Dieser Steuerkolben wird durch ein Gewicht belastet, dessen Verschiebung auf einen Hebel die Regelung besorgt. Die Gewichtsbelastung muß dem Druckunterschiede zwischen den beiden Seiten des Steuerkolbens stets das Gleichgewicht halten. Sollte bei einer gewissen Einstellung des Steuerhebels durch Kondensation, durch Schwankungen des Betriebsdruckes oder durch andere Umstände das Gleichgewicht gestört werden, so verschiebt sich der Steuerkolben, es kann Dampf auf die obere Bremszylinderseite ein- oder austreten, bis der frühere Zustand wieder hergestellt ist, und der Steuerkolben wieder absperrt. Die Bremskraft ist also immer von der Gewichtsbelastung des Steuerkolbens abhängig. Durch Verstellung des Steuerhebels läßt sich die Bremskraft stetig von Null bis auf den Höchstbetrag steigern. Infolge der Gewichtsbelastung des Steuerkolbens wird kein den Maschinisten störender Rückdruck auf den Steuerhebel ausgeübt.

Der beschriebene Bremszylinder wird in Verbindung mit einem Anfahrregler (zur Verhinderung des zu hoch Treibens des oberen Korbes beim Anfahren), eventuell auch mit einem Fahrtregler (zum selbsttätigen Einstellen der Dampfzufuhr während der Fahrt) an die Fördermaschine angebaut.

Ist eine Dampffördermaschine in der beschriebenen Weise ausgestattet, so dürfte die Regelbarkeit ihrer Geschwindigkeit kaum hinter derjenigen der elektrischen Fördermaschine zurückstehen. Auch die Wirtschaftlichkeit wird durch Anbringung der Bremse erhöht, weil sie ein schnelleres Umsetzen der Förderkörbe und damit eine größere Anzahl Züge in der Stunde ermöglicht. (Z. d. V. d. I. 1907, S. 1565—1572.) *Ky.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftwerk der Bar Harbor and Union River Power Company. Dieses Kraftwerk nutzt das Gefälle des Union River bei Ellsworth, Me., aus, das durch einen 90 m langen, 22 m hohen Damm geschaffen wird. Es ist vorläufig nur mit zwei Maschinengruppen von 1000 und 500 KW Leistung ausgerüstet, seine Leistung soll aber durch Anlage einer Talsperre am Oberlauf des Flusses auf 6000 PS in 24 Stunden oder 12000 PS in 12 Stunden erhöht werden. Die von *S. Morgan Smith* gebauten, mit *Ludlow*-Regulatoren versehenen Turbinen sind mit 2300 Volt-Drehstromgeneratoren der *General Electric Company* gekuppelt und laufen mit 277 und 400 Umdrehungen i. d. Minute. Um beim späteren Ersatz der kleineren Turbine durch eine solche von 1000 KW Leistung an Baukosten zu sparen, sind Einlaufrohr, Turbinenschacht und Ablaufrohr von vornherein für die größere Leistung bemessen. Bemerkenswert ist, daß der aus eisenverstärktem Beton ausgeführte Staudamm hohl ist und nicht nur für den Verkehr von einem Ufer zum anderen, sondern auch als Vorratsraum und dergl. benutzt wird. Das Kraftwerk ist mit drei 400 KW-Umformern ausgerüstet und liefert Strom von 33000 Volt Spannung auf 40 km Entfernung nach Bangor zum Betrieb einer Straßenbahn sowie für Lichtzwecke und dient so zur Unterstützung eines älteren Wasserkraftwerkes bei Veazie am Penobscot-Fluß von etwa 2200 PS Leistung und eines Dampfkraftwerkes von 1800 PS Leistung. (Electrical World 1907, Bd. II, S. 561 bis 562.) *H.*

Wasserkraftanlage der Great Northern Power Co. Zur Versorgung des umfangreichen Eisenhüttengebietes in der Nähe der Stadt Duluth, Minn., wird von der genannten Gesellschaft ein großes Wasserkraftwerk erbaut, das zu einem Teil bereits in Betrieb genommen worden ist. Das Kraftwerk wird aus einem etwa 3700000 cbm fassenden Stausee bei Thomas, ungefähr 27 km von Duluth entfernt, gespeist, der im Tale des St. Louis-River durch Anlage eines 336 m langen und bis zu 12 m hohen gemauerten Staudamm geschaffen worden ist. Aus diesem Stausee, dessen Wasserspiegel etwa 145 m höher liegt als derjenige des Oberen Sees, wird das Kraftwasser durch einen 2,8 km langen offenen Oberwassergraben in ein Vorbecken geleitet, das selbst 420000 cbm faßt, also allein schon im Stande ist, beträchtliche Schwankungen in dem Kraftbedarf auszugleichen. Insgesamt dürfte der Wasservorrat des großen Stausees für eine regelmäßige Abgabe von 30000 PS ausreichen, während unterhalb des Kraftwerkes noch bis zu 25000 PS durch Ausnutzung des verbleibenden Gefälles des St. Louisflusses gewonnen werden könnten. Von dem Vorbecken führen vorläufig drei, später acht 1,5 km lange Druckleitungen von 2100 mm Durchm., die zum größten Teil aus Holz und nur auf dem letzten Stück aus genieteten Blechrohren bestehen, mit 113,4 m Gesamtgefälle zu dem Krafthause. An den Stellen, wo die Leitungen in die Turbinenschächte einmünden, laufen sie von 2100 auf 1680 mm Durchm. kegelig zusammen und sind hier mit hydraulisch betätigten Absperrschiebern versehen, die dazu dienen, bei Vornahme von Ausbesserungen die Turbinen trocken zu legen. Von den Turbinen sind zunächst drei aufgestellt worden: Es sind senkrechte *Francis*-Turbinen mit radial von außen zulaufendem und achsial nach unten ablaufendem Kraftwasser und *Fink*scher Leitschaufelregulierung durch einen mit einem Servomotor zusammenwirkenden, von der Welle der Turbine angetriebenen Regulator, die nach den Entwürfen von *Escher, Wyß & Co.* in Zürich von der *Allis Chalmers Company* in Milwaukee, Wis., ausgeführt worden sind und bei 1580 mm Laufraddurchm., 113,4 m nutzbarem Gefälle und 375 Umdrehungen i. d. Minute etwa 13000 PS Höchstleistung ergeben. Die Turbinen sind mit Drehstromgeneratoren von 7500 KW der *General Electric Company* gekuppelt, die 6600 Volt Spannung liefern. Der erzeugte Strom wird zunächst in 77,5 t schweren 7500 KW-Drehstromumformern mit Oelisolierung, die durch Wasser gekühlt wird, auf 60000 Volt Spannung gebracht und 22,5 km weit nach dem Verteilwerk in Duluth auf Freileitungen überführt, wo seine Spannung auf 13200 Volt für die Verbraucher herabgesetzt wird. (The Engineering Record 1907, Bd. II, S. 250—254 und 287—291.) *H.*

Bücherschau.

Das praktische Jahr des Maschinenbauvolontärs. Ein Leitfaden für den Beginn der Ausbildung zum Ingenieur. Von Dipl.-Ing. *F. zur Nedden.* Berlin 1907. Julius Springer.

Ein Buch, welches eine Lücke in der technischen Literatur ausfüllt, eine Lücke, die schon in unendlich vielen Fällen schmerzlich empfunden sein mag! Mir wenigstens ist beim Lesen wieder und immer wieder der Gedanke gekommen: welch ungleich größeren Nutzen hättest du seinerzeit von dem „praktischen Jahr" haben können, wenn dir ein derartiger Wegweiser zur Seite gestanden hätte! Hier ist wirklich einmal das so viel mißbrauchte Wort am Platze: dieses Buch sollte in den Händen keines jungen Mannes fehlen, der sich dem Ingenieurberufe zu widmen beabsichtigt. Nur wer aus eigener Erfahrung weiß, wie manche wertvolle Stunde in diesem wichtigen Jahre auf Arbeiten verwandt wird, die man selbst später bei tieferem Eindringen in das Wesen des Berufes als „unproduktiv" bezeichnen muß, wird den Nutzen ermessen können, den es bei richtiger Durcharbeitung und verständnisvoller Befolgung der gegebenen Lehren zu stiften vermag. Man braucht durchaus nicht in allen Einzelheiten mit dem Verfasser übereinzustimmen und kann ihm doch dankbar sein für seine Gabe, insbesondere auch für die frische, kräftige Art, mit der er es versteht, dem jungen Maschinenbaubeflissenen (warum noch immer das Fremdwort Volontär?) seinen Beruf nahe zubringen, ihm unter der oft nüchternen Oberfläche den reizvollen Kern zu zeigen und dadurch selbst an sich eintönige Arbeiten anregend zu gestalten. Ueberall fühlt man die Liebe zum Ingenieurberuf, die Freude am technischen Schaffen durch und gerade dadurch wird es dem Verfasser auch möglich werden, in seinen ja noch so bildungsfähigen Lesern die gleiche Freudigkeit zu erwecken. Wie wohltuend berührt gegenüber dem gerade zurzeit üblichen Gejammer über die Ueberfüllung der technischen Fächer sein Wort: „Es ist halt bei uns wie überall: der Tüchtige kommt vorwärts, vielleicht, wenn er Glück hat, recht schnell, — und der Stümper bleibt unten."

Aber es gibt noch eine zweite Gruppe von Fachgenossen, an die sich zwar das Buch nicht direkt wendet, aber bei denen doch eine Lektüre reiche Früchte für die Allgemeinheit zeitigen könnte, die Betriebsleiter und Direktoren derjenigen Werke, die sich zur Aufnahme von Maschinenbaubeflissenen einmal entschlossen haben. Der Verfasser betont es selbst im Vorwort: „Ein vollbelasteter wirtschaftlicher Betrieb, wie es die Maschinenfabrik durchschnittlich ist, kann nicht Pädagogik üben." Und doch: wie häufig bleibt ihm nichts anderes übrig, als seinen jungen Leser auf die „Unterhaltung mit dem Betriebsingenieur" zu verweisen! Und nun vergegenwärtige man sich einmal, wie viel Betriebsingenieure es wohl gibt, die dem jungen Beflissenen so entgegenkommen, daß er den Mut hat sich in solchen Fällen an den so viel älteren, so weit über ihm stehenden Mann zu wenden! Die große Mehrzahl von ihnen geht, sicher nicht aus bösem Willen, aber aus Bequemlichkeit und weil das Gedächtnis an die eigenen Schwierigkeiten während der praktischen Arbeit geschwunden ist, achtlos an dem Beflissenen vorüber. Sie alle möchte ich bitten, einige Mußestunden dem Buche zu widmen, das ihnen, abgesehen von allem anderen, schon durch die an-

regende Art, bekannte, ihnen durch lange Gewohnheit selbstverständlich erscheinende Dinge zu schildern, unerwarteten Genuß bereiten wird.

Das Werk gliedert sich zwanglos in zwei Teile; einen allgemein gehaltenen, in dem in acht Abschnitten, nachdem die Einleitung vom Ingenieurberufe überhaupt gesprochen hat, nacheinander behandelt werden, die Vorbereitungen zum „Praktisch-Arbeiten", die Rechte und Pflichten des Volontärs, Entstehung und Bestandteile einer Maschine, die Leitgedanken der modernen Massenfabrikation, ein Gang durch eine moderne Maschinenfabrik, die Sozialpolitik in der Maschinenfabrik, die Fabrikorganisation, das technische Zeichnen.

Der zweite Teil behandelt zunächst eingehender die maschinentechnischen Baustoffe, insbesondere natürlich in gedrängter, äußerst klarer Darstellung die verschiedenen Eisen- und Stahlsorten, und dann die Arbeiten in der Gießerei, Schmiede, den mechanischen Werkstätten, der Anreißerei und Schlosserei. Ohne sonst näher auf Einzelheiten einzugehen, die im übrigen wohl der Erwähnung wert wären, kann ich mir doch nicht versagen, auf einiges hier noch flüchtig hinzuweisen: In der Beurteilung des Arbeitens in den Eisenbahnwerkstätten scheint mir der Verfasser etwas über das Ziel hinauszuschießen. So lediglich als „Notbehelf" vermag ich dies nicht anzusehen. Auch in ihnen ist das Bestreben, wirtschaftlich zu arbeiten, durchaus vorhanden, wenigstes, wenn ein Beamter an der Spitze steht, der seine Aufgaben richtig auffaßt, und bei der umfassenden Art vieler „Reparaturen" ist der Unterschied vom „Neubau" wirklich nicht groß. Auch sieht der Staatsbeamte in dem jungen Beflissenen häufig viel eher den zukünftigen Kollegen als der Betriebsleiter eines Privatwerkes, und dann hat er mehr Zeit, sich mit ihm zu befassen. So kommt er viel leichter zu einer „pädagogischen" Behandlung, ganz abgesehen davon, daß die vom Verfasser selbst als so wichtig gerühmte Fortsetzung der praktischen Arbeit in den Hochschulferien sich in der Staatswerkstätte eher erreichen läßt (siehe S. 12). Das Lob des Prämiensystems erscheint mir zu groß, nachdem in Deutschland die Praxis damit durchweg schlechte Erfahrungen gemacht hat, (warum, mag hier unerörtert bleiben) und fast allgemein zum Akkordsystem zurückgekehrt ist (siehe S. 57). Der Rat an den Fortbildungskursen mitten unter den Lehrlingen teilzunehmen, ist ein so vorzüglicher, daß nur zu wünschen ist, er möchte in Zukunft viel mehr als bisher befolgt werden (siehe S. 63). Mit Recht hebt ferner der Verfasser hervor, wie wichtig es ist, sich einerseits eine Kenntnis der Materialwerte und Lohnhöhe bei einzelnen Stücken zu verschaffen, andererseits sich wieder und wieder darin zu üben, die Gewichte richtig zu schätzen (S. 102). Die Empfehlung sich in der Werkstatt selbst kurze Notizen zu sammeln und sie übersichtlich geordnet aufzubewahren, mag hier ebenfalls erwähnt werden (S. 146) usw. usw.

Eine Erläuterungstafel einiger technischen Maße, eine Zusammenstellung wichtiger amtlicher Bestimmungen und ein Sachregister schließen das hübsch ausgestattete Werk, von dem zu trennen ich mich nicht entschließen kann, ohne den trefflichen Schlußsatz anzuführen: „Nur der ist ein echter Ingenieur, der an seinem Reißbrett vorbei in die Werkstatt und aus ihr in die weite Welt blickt, und der sich auf seinen Posten vorbereitet hat durch Ausbildung der Fertigkeiten, der Fachkenntnisse, der Allgemeinbildung und — des Charakters."

Friedrich Meyenberg.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Praktische Anleitung für Baubehandlung und Reparatur von Akkumulatoren. Ratgeber für die Werkstatt. Gemeinverständlich dargestellt von *Alfred Luscher*, Akkumulatorenfabrik., Dresden-N.

Gestützt auf langjährige Erfahrungen stellt der Verfasser in gemeinverständlicher Weise die Regeln zusammen, die bei Wartung von Akkumulatoren zu beachten sind. Insbesondere werden Anleitungen gegeben, um kleine im Betriebe entstandene Fehler und Störungen zu beseitigen.

Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle, insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für die Arbeiten in den Maschinenlaboratorien technischer Lehranstalten. Von *Julius Brand*, Ingenieur, Oberlehrer der königlichen vereinigten Maschinenbauschulen zu Elberfeld. Zweite vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 301 Abb. zwei lithographischen Tafeln und zahlreichen Tabellen. Berlin 1907. Julius Springer. Preis geb. M. 8,—.

Holzbearbeitungsmaschinen. Von Adjunkt-Prof. *Paul von Denffer*. I. Band in russischer Sprache. Riga, 1907. G. Löffler. Preis geh. M. 13,—.

Müller-Pouillets Lehrbuch der Physik und Meteorologie in vier Bänden. Zehnte umgearbeitete und vermehrte Auflage. Herausgegeben von *Leop. Pfaundler*, Prof. der Physik an der Universität Graz. Unter Mitwirkung von Prof. Dr. *O. Lummer*-Breslau, (Optik und strahlende Wärme) Dr. *K. Drucker*-Leipzig, (Molekurlarphysik) Prof. Dr. *A. Wassmuth*-Graz, (Thermodynamik und Wärmeleitung) Hofrat Prof. Dr. *J. Hann*-Wien, (Meteorologie) Prof. Dr. *W. Kaufmann*-Bonn, (Elektrizitätslehre) Prof. Dr. *A. Coen*-Göttingen, (Elektrochemie) Dr. *A. Nippoldt*-Potsdam, (Erdmagnetismus und Erdelektrizität). Mit über 300 Abb. und Tafeln, zum Teil in Farbendruck. Dritter Band. Viertes Buch, Wärmelehre, Chemische Physik, Thermodynamik und Meteorologie von Prof. Dr. *L. Pfaundler*-Graz, Privatdozent Dr. *K. Drucker*-Leipzig, Prof. Dr. *A. Wassmuth*-Graz, Prof. Dr. *J. Hann*-Wien. Braunschweig, 1907. Friedrich Vieweg & Sohn. Preis geh. M. 16,—, geb. M. 18,—.

Einführung in die Geodäsie. Von Dr. *O. Eggert*, Professor a. d. Technischen Hochschule zu Danzig. Mit 237 Abb. Leipzig, 1907. B. G. Teubner. Preis geb. M. 10,—.

Dreigelenkbogenbrücken und verwandte Ingenieurbauten. Neue Hilfsmittel und Methoden der rationellen Formbestimmung von *R. Färber*, Dipl.-Ing. I. Teil: Rationelle Gewölbe mit drei Gelenken. II. Teil: Verallgemeinerung der gewonnenen Prinzipien und zpezielle Anwendung auf Pfeiler und Widerlager zu Dreigelenkbogenbrücken. Mit vielen Abb., Zahlenbeispielen und Tabellen auf 6 Tafeln und im Text. Stuttgart 1908. Konrad Wittwer. Preis geh. M. 7,—, geb. M. 8,20.

Fehlands Ingenieur-Kalender 1908. Für Maschinen- und Hütteningenieure herausgegeben von Prof. *Fr. Freytag*, Lehrer a. d. technischen Staatslehranstalten in Chemnitz. In zwei Teilen. 30. Jahrgang. Berlin, 1908. Julius Springer. Preis M. 3,—, Brieftaschenausgabe M. 4,—.

Die Stellung der Physik zu den Naturwissenschaften und der Technik. Von *Aug. Hagenbach*. Leipzig und Berlin, 1907. Preis geh. M. 0,80.

Papierprüfung. Eine Anleitung zum Untersuchen von Papier. Von *Wilhelm Herzberg*, Prof., Vorsteher der Abteilung für papier- und textiltechnische Untersuchungen am Königlichen Materialprüfungsamte zu Groß-Lichterfelde. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 86 Abb. und 17 Tafeln. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geb. M. 10,—.

Technik und Schule. Beiträge zum gesamten Unterricht an technischen Lehranstalten. Herausgegeben von Prof. *M. Girndt* in Magdeburg. 1. Band. 3. Heft. Ausgegeben am 2. Juli 1907. Leipzig und Berlin, 1907. B. G. Teubner. Preis geh. M. 1,60.

Gewerbliches Rechnen. Von Dr. phil. *Friedrich Unger* in Leipzig. Sonderabdruck aus der Zeitschrift für mathematischen und naturwissenschaftlichen Unterricht. 37. Jahrgang. Leipzig, 1906. B. G. Teubner. Preis geh. M. 1,20.

Anleitung für die Herstellung und Justierung geodätischer Instrumente. Von Ingenieur Dr. *Theodor Dokulil*, Konstrukteur a. d. k. k. Technischen Hochschule in Wien. I. Teil. Instrumenten-Bestandteile und Instrumente für die Absteckung und Messung horizontaler und vertikaler Winkel. Nikolassee b. Berlin, 1907. F. & M. Harrwitz. Preis geh. M. 5,50. geb. M. 6,50.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 49. Berlin, 7. Dezember 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Ermittlung der Abmessungen zu einem Hochwaldschen Schieber.

Von Professor **W. Pickersgill**-Stuttgart.

Im Nachstehenden sollen die grundlegenden Beziehungen abgeleitet werden, die für die Bemessung der einzelnen Kanalmündungen und Deckungen des in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1905, S. 1324 u. f. an Hand einer schematischen Skizze beschriebenen *Hochwald*schen Schiebers dienen können.

Anschließend daran soll an Hand einer Ausführungszeichnung der Maschinenfabrik *A. Borsig* in Berlin-Tegel eine Ausführungsvariante näher untersucht werden.

Zunächst sei nur bemerkt, daß sich der *Hochwald*sche Schieber vom *Trick*schen Kanalschieber mit Ueberströmung bezüglich der Einströmung grundsätzlich nicht unterscheidet.

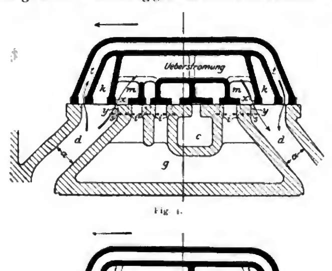


Fig. 1.

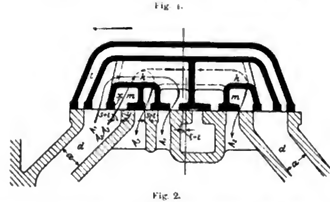


Fig. 2.

Die Verbesserung der Ausströmungsverhältnisse ist es vielmehr, welche den *Hochwald*schen Schieber dem *Trick*schen wie dem *Penn*schen Schieber gegenüber überlegen macht.

Es mögen deswegen zuerst die Beziehungen für die Bemessung der Durchlaßweiten für die Ausströmung aufgestellt werden.

Hat der Schieber aus seiner Mittelstellung (Fig. 1) nach links die Wegesstrecke $\xi = i$ zurückgelegt, so beginnt die Ausströmung an den drei Durchgängen A_1, A_2, A_3 zugleich (Fig. 2).

Mit den Buchstaben A_1 A_2 A_3 mögen die betreffenden Kanalmündungen in der Zylinderkanalplatte, mit a_1 a_2 a_3 die zugehörigen Mündungsweiten im Schieber selbst bezeichnet sein (vergl. Fig. 3).

Nach einer Ausweichung des Schiebers nach links um

$$\xi = i + s + i = 2\,i + s$$

sind die sämtlichen Durchlaßöffnungen für den Austritt um je $s + i$ offen.

Alsdann bleibt $a_3 = i + s$ konstant, während die Eröffnungen bei a_1 und a_2 gleichmäßig zunehmen, bis die Kante b über die Kante c gelangt ist (Fig. 3). Damit hierbei die erforderliche Gesamtweite a für die Ausströmung vorhanden ist, müssen die Eröffnungen bei a_1 und a_2 je betragen

$$\frac{a}{2} - \frac{s+i}{2} = A_3$$

und beträgt der Schieberweg

$$\xi = i + \left(\frac{a}{2} - \frac{s+i}{2}\right)^{1)}$$

$$= \frac{a+i-s}{2}.$$

Würde der Schieber dann umkehren, also die Exzentrizität

$$\rho = \frac{a+i-s}{2}$$

betragen, so würde die größte Eröffnung für die Ausströmung nur während eines Augenblicks, in der Endlage des Schiebers, erreicht. Alsdann würde dieselbe in der gleichen Weise auf Null abnehmen, wie sie vorher auf a zugenommen hatte.

Ein solcher Schieber würde dem *Penn*schen gegenüber nicht im Vorteil sein, sondern würde diesem nachstehen, denn beim letzteren wird die größte Austrittsweite längere Zeit vor der Schieberendlage erreicht und während der gleichen Dauer nach der Endlage aufrecht erhalten.

Um dies beim *Hochwald*schen Schieber zu erzielen, muß die Kante b (Fig. 3) die Kante c um z überschleifen.

Macht man hierbei

$$a_1 = A_3 = \frac{a}{2} - \frac{s+i}{2}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

so öffnet die Kante l ebenso viel, als die Kante c während des Ueberschleifens absperrt, so daß während der Dauer des Ueberschleifens die Eröffnung für den Austritt a beträgt.

[1]) Vergl. Z. d. V. d. I. 1905, S. 1326 unten links.

Damit ergibt sich eine Eröffnungs- bezw. Schließungskurve, wie eine solche die Fig. 7, Z. d. V. d. I. 1905, S. 1325[2]) zeigt, bestehend aus zwei Teilen. Während des ersten Teiles nehmen alle drei Durchlässe gleichmäßig bis auf je $s+i$ zu, während des zweiten bleibt $a_3 = s+i$

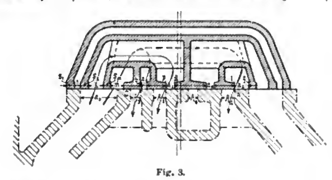


Fig. 3.

konstant, hingegen nehmen die Durchlässe A_1 und A_2 je bis auf

$$\frac{a}{2} - \frac{s+i}{2} \text{ zu.}$$

Die Exzentrizität beträgt hierbei

$$\rho = i + A_3 + z = \frac{a+i-s}{2} + z \quad . \quad . \quad 2)$$

und es muß sein

$$A_1 = A_2 = \frac{a}{2} - \frac{s+i}{2} + z = \rho - i \quad . \quad . \quad 3)$$

Die Weite m muß so bemessen sein, daß bei der Gesamteröffnung a die durch die Durchlässe

$$a_3 = s+i \text{ und } A_2 = \frac{a}{2} - \frac{s+i}{2}$$

hindurchgehende Dampfmenge in m den gleich großen Durchgangsquerschnitt findet, somit

$$m = s+i+\frac{a}{2} - \frac{s+i}{2}$$

$$= \frac{a+s+i}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Die Mündungsweite k braucht hinsichtlich der Ausströmung nur so groß zu sein, daß in der linken Endlage des Schiebers k noch um a_1 offen hält.

Mit den Bezeichnungen in Fig. 3 gilt

$$k = \rho - s_0 - s_k + a_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

Im Interesse eines möglichst kurzen Schiebers hat man die Abmessungen für s_k, s_m und s_t nur so groß zu wählen, als der dichte Abschluß dieser Kanten erfordert.

Für die Weite des Hilfskanals t gilt

$$t > \rho - e \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

wenn e die äußere Ueberdeckung bedeutet.

Der Durchlaß a_4 dient einmal für die Einströmung nach der rechten Zylinderseite, das andere mal für die Ausströmung von der rechten Seite.

Im letzteren Falle behält der Durchlaß a_3 seine bisherige Rolle bei, A_3 übernimmt die Rolle von A_2 und a_4 diejenige von m; a_1 kommt für die Ausströmung hierbei nicht in Betracht.

Für die rechte Ausströmung ist somit

$$a_3 = s+i$$

und

$$a_2 = m = \frac{a+s+i}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

[2]) Vergl. a. Z. d. V. d. I. 1907, S. 1384, Fig. 3.

Es muß somit $s+i$ für beide Seiten gleich sein.

Der Durchlaß A_1 übernimmt die Rolle von A_2, und weil $A_1 > A_3$, so genügt $A_1 = \rho - i$ jedenfalls für die rechte Ausströmung.

Hingegen ist $A_3 < A_2$ und ist ganz offen nach der Schieberausweichung

$$i + A_3 = i + \frac{a}{2} - \frac{s+i}{2} = \frac{a+i-s}{2} = \rho - z,$$

wonach die beiden Durchlasse A_1 und A_3 unverändert eröffnen, zusammen um

$$s+i+\frac{a}{2} - \frac{s+i}{2} = \frac{a+s+i}{2} = m.$$

Soll von diesem Augenblick an die Gesamteröffnung für den Austritt a konstant sein, also nach der Ausweichung $\rho - z$, so muß hierbei a_4 ganz offen sein, also

$$i + a_4 = \rho - z$$

$$a_4 = \rho - z - i$$

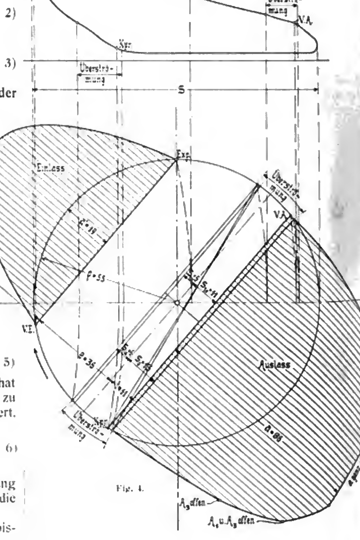


Fig. 4.

$$= \frac{a+i-s}{2} + z - z - i$$

$$= \frac{a-i-s}{2} = \frac{a}{2} - \frac{s+i}{2} \quad . \quad 8)$$

und die Gesamteröffnung muß betragen

$$\frac{a+s+i}{2} + \frac{a}{2} - \frac{s+i}{2} = a.$$

Schließlich findet sich

$$a_0 = s_0 + s_k + k + s_m + s$$
$$= s_0 + s_k + \rho - s_0 - s_k + a_1 + s_m + s$$
$$= \rho + a_1 + s_m + s \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

und $A_1 = \rho - e$ . . . . 10)

Der Zusammenhang zwischen a', e, i und ρ ist aus der Fig. 4 ersichtlich.

Um für einen bestimmt vorliegenden Fall deren zahlenmäßige Größen zu ermitteln, verzeichnet man zu dem in Aussicht genommenen Spannungsdiagramm das sogen. *Müller-Reuleaux*sche Schieberdiagramm, in welchem die Größen e, i und a' in gleichem, jedoch vorerst unbestimmtem Maßstab erscheinen.

$$a = \frac{F \cdot c_{max}}{30\, b} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 12)$$

Mit den Gleichungen 1—11 lassen sich alle Durchlässe im Schieber ermitteln, nachdem vorher a, e, i und ρ gefunden waren.

Werden noch die Stegstärken s_k, s_m und s_t gewählt und die Größen s und s_0 für die Ueberströmung versuchsweise ermittelt, so ist die gesamte Länge des Schiebers gegeben.

Das Diagramm Fig. 4 gehört zu dem in den Fig. 5 bis 9 wiedergegebenen *Hochwald*schen Schieber einer

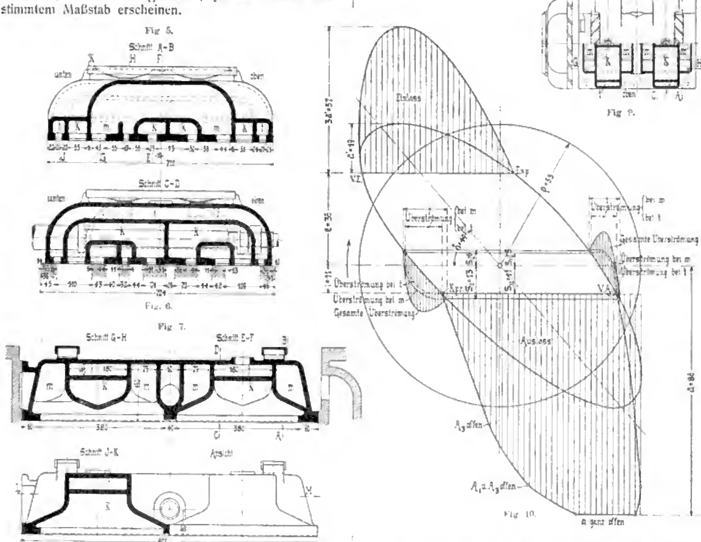


Fig. 5. Fig. 6. Fig. 7. Fig. 8. Fig. 9. Fig. 10.

Wählt man die zulässige Dampfgeschwindigkeit für die Einströmung mit 40 m sekundlich, so gilt

$$f = 3 \cdot a' \cdot b = \frac{1}{40} F \cdot c_{max}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 11)$$

worin b die Kanalbreite in m,

F den Kolbenquerschnitt in qm und

c_{max} die größte Kolbengeschwindigkeit in m/Sek. bezeichnen.

Ist die absolute Größe von a' bekannt, so finden sich diejenigen von e, i und ρ durch Multiplikation der aus dem Schieberdiagramm entnommenen diesbetreffenden Größen mit der nach Vergleich der Strecke a' im Schieberdiagramm mit dem gerechneten Wert zu a' bestimmten Verhältniszahl.

Für die Ausströmung wählt man bekanntlich einen kleineren Wert, etwa 30 m/Sek. als zulässige Dampfgeschwindigkeit, also

stehenden Verbundmaschine der Maschinenfabrik *A. Borsig* in Berlin-Tegel, Hub 550 mm, Zylinderdurchm. 620/950, Umdrehungszahl 155 minutl., Voreilungswinkel $\delta = 49^\circ$, Exzentrizität 55 mm, Kanalweite angeblich 73 mm. Wie ersichtlich, beträgt $a = 86$ mm.

Bei diesem Schieber ist a_1 kleiner gewählt als wie im Vorstehenden dargelegt wurde. Damit wird eine kleinere Schieberlänge erzielt, hingegen tritt die volle Gesamteröffnung a für die Ausströmung später ein und hält kürzer an. Die Eröffnungs- und Schließungskurve besteht hierbei aus drei Teilen; während des ersten Teiles nehmen alle drei Durchlässe gleichmäßig bis auf je $s + i$ zu, während des zweiten Teiles bleibt $a_3 = s + i$ konstant, hingegen nehmen die Durchlässe bei A_1 und A_2 je bis auf a_1 zu, während des dritten Teiles bleiben $a_3 = s + i$ und a_1 konstant und es nimmt A_2 bis auf $\rho - i - z$ zu. Hierauf sperrt die Kante c ebenso viel zu als die Kante l aufmacht, so daß die Gesamteröffnung während des Ueberschleifens z konstant $= a$ bleibt.

Wie ersichtlich, wird die Größe a jetzt später gegen vorher erreicht, ohne daß in der Totlage der Kurbel die Austrittsweite schädlich verkleinert wäre. Man hat in der Wahl der Größe von a_1 ein Mittel an der Hand, die Schieberlänge ohne Nachteil für die Ausströmung zu verkleinern.

Infolge des Einflusses der endlichen Stangenlänge fallen hier e, i, s, s_0 und die damit im Zusammenhang stehenden Abmessungen für beide Seiten ungleich aus.

Wie ersichtlich, ist die Ueberströmung wegen $s > i$ einerseits noch nicht beendet, wenn die Vorausströmung beginnt, andererseits beginnt die Ueberströmung, bevor die Kompression einsetzt, so daß beidemal der überströmende Dampf direkt ins Freie bezw. nach dem Kondensator abströmt.

Diese in der Fachliteratur als unzulässig bezeichnete Erscheinung ist im vorliegenden Fall nicht von erheblicher Schädlichkeit und findet ihre Rechtfertigung darin, daß der Konstrukteur genügend große Ueberströmquerschnitte anstrebte.[3]) Bezüglich der diagrammatischen Darstellung der letzteren sei bemerkt, daß die *Zenner*sche dieselben recht ungenau, wenn auch an sich anschaulich verbildlicht. Die *Müller*sche Darstellungsweise läßt zwar eine genaue Ablesung der Ueberströmeröffnungen zu; sie ist jedoch mit dem Nachteil verbunden, daß zur Ablesung derselben auf die Kurbelstellungen zurückgegriffen werden muß.

Aus diesem Grunde ist in Fig. 10 die Schieberellipse verzeichnet und die Summe der Eröffnungsgrößen für die Ueberströmung in den Kanälen t und m dargestellt.

Die Kanaleröffnungen für den Ein- und Austritt sind als Ordinatenstrecken mit den wagerechten Grundlinien im Abstand e bezw. i aufgetragen, die Ueberströmungseröffnungen haben zur Grundlinie die betreffenden Stücke der Schieberellipse.

[3]) Vergl. a. Z. d. V. d. I. 1907, S. 1384 rechte Spalte unten.

Versuche über Torsion rechteckig-prismatischer Stäbe.

Von **August Hempelmann**, Diplomingenieur.

Einführung.

Für den Verdrehungswinkel eines prismatischen, rechteckigen Stabes unter Torsionsbelastung wird zur Zeit fast allgemein die Formel

$$D = C \cdot \frac{M}{G} \cdot \frac{b^2 + c^2}{b^3 \cdot c^3}$$

benutzt, in welcher bedeutet:

D den Drall, d. h. die Verdrehung auf die Längeneinheit[1]),
M das Torsionsmoment in kg/mm,
G den sogenannten Gleitmodul in kg/qmm,
b u. c die halben Seiten des rechteckigen Querschnittes in mm.

Der konstante Faktor C wird innerhalb ziemlich weiter Grenzen, nämlich von 0,1875 bis 0,281[2]) verschieden angegeben, so daß die nach der Formel berechneten Werte Unterschiede von rd. 50 v. H. in bezug auf den kleineren Wert ergeben können. Da keine Aussicht vorhanden ist, die Unsicherheit durch theoretische Erwägungen zu beseitigen, so kann man nur auf experimentellem Wege prüfen, welcher der verschiedenen Werte von C der Wahrheit am nächsten kommt. Einen Beitrag zur Klärung dieser Frage bilden die in vorliegender Arbeit beschriebenen Versuche, welche ich im Mechanischen Laboratorium der Technischen Hochschule zu Karlsruhe durchgeführt habe. Für die Anregung sowohl wie für fortlaufende Unterstützung bin ich Herrn Geh. Hofrat Prof. *E. Brauer* zu wärmstem Dank verpflichtet.

Nachdem eine ältere Theorie die Torsionsbeanspruchung unter der Annahme eben bleibender Normalschnitte behandelt hatte, hat bekanntlich *de Saint-Venant* in seinen berühmten Aufsätzen[3]) gezeigt, daß diese Annahme für andere als kreisförmige Querschnitte nicht mit der Wirklichkeit in Uebereinstimmung zu bringen ist. *De Saint-Venant* hat seine Untersuchungen über die Spannungsverteilung und Formänderung prismatischer Stäbe bei reiner Drehungsbelastung auf Grund der mathematischen Elastizitätstheorie aufgestellt. Diese Betrachtungen haben sich nicht so eingeführt, wie es ihrer Bedeutung wohl entsprochen hätte; sie führen zu ziemlich umständlichen Entwicklungen für die verschiedenen Querschnitte, insbesondere für den hier näher zu behandelnden rechteckigen Querschnitt. Hierin liegt wohl der Grund, daß *Grashof*[4]) versucht hat, das Problem auf etwas andere, einfachere Weise zu behandeln. *L. Henneberg*, der diese beiden Methoden — die *de Saint-Venant*sche und die von *Grashof* herrührende — nach ihren Voraussetzungen und Ergebnissen miteinander vergleicht, sagt am Schlusse seiner Betrachtungen[5]) von der letzteren, die er „technische Methode" nennt: „Man muß es sich zur Regel machen, keine Formel, die sich durch die technische Methode ergeben hat, bei seinen Berechnungen zu verwenden, von der nicht durch Versuche nachgewiesen ist, daß sie eine genügende Annäherung an die tatsächlichen Spannungsverhältnisse liefert. Hier ist dem kontrollierenden Experiment ein weiter Spielraum gegeben".

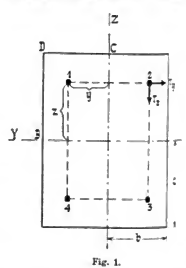


Fig. 1.

Bei *Ermittlung der Spannungsverteilung nach Grashof* ergeben sich folgende Formeln (Fig. 1) für τ_y und τ_z:[6])

[1]) Siehe *Brauer*, Festigkeitslehre, S. 107 unten.

[2]) desgl. S. 111.

[3]) Die Veröffentlichungen *de Saint-Venants* sind erschienen in den Comptes rendus des séances de l'Académie des sciences in den Jahrgängen 1843, 1847, 1853, 1878 und 1879. Siehe auch *Herrmann*: „Vollständige Lösung des *de Saint-Venant*schen Problemes". Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architekten-Vereins 1881, S. 122 u. folg., sowie Jahrg. 1883, S. 169 u. folg.

[4]) *Grashof*, „Theorie der Elastizität und Festigkeit", S. 133 und folg.

[5]) *Henneberg*, „Zur Torsionsfestigkeit". Zeitschrift für Mathematik und Physik 1904, Bd. 51, S. 225 u. folg.

[6]) Zu demselben Ergebnis auf einem anderen Wege — Drehungsspannungen als Schubspannungen von auf Biegung beanspruchten Stabelementen — gelangt *B. Schulz* in seiner Arbeit „Beitrag zur Torsionsfestigkeit". Zeitschrift für Architektur und Ingenieurwesen 1899, S. 202 u. f.

$$\tau_y = -\frac{9}{16}\cdot\frac{M}{b\,.\,c^3}\left(1-\frac{y^2}{b^2}\right)z,$$
$$\tau_z = \frac{9}{16}\cdot\frac{M}{b^3\,.\,c}\left(1-\frac{z^2}{c^2}\right)y, \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

für die resultierende Spannung τ

$$\tau = \frac{9}{16}\cdot\frac{M}{b\,.\,c}\sqrt{\frac{z^2}{c^4}\left(1-\frac{y^2}{b^2}\right)^2+\frac{y^2}{b^4}\left(1-\frac{z^2}{c^2}\right)^2} \quad 2)$$

und die größte Schubspannung τ_{max}, wenn $c > b$ und $y = b$, $z = 0$ ist zu

$$\tau_{max} = \frac{9}{16}\cdot\frac{M}{b^2\,.\,c} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)^{7)}$$

Der Drallwinkel nach verschiedenen Berechnungsverfahren.

I. *Verfahren nach Föppl.*

Föppl bestimmt den Drallwinkel auf Grund der Arbeit[8]. Die elastische Energie eines tordierten Stabes f. d. Längeneinheit beträgt

$$A = \frac{1}{2}M\,.\,D \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Ebenso groß muß die in den einzelnen Volumenelementen ($d\,V$) vorhandene Deformationsarbeit sein.

Diese innere Arbeit ergibt sich aus der Gleichung

$$A = \int d\,V \int (\tau_y\,\partial\,\gamma_y + \tau_z\,\partial\,\gamma_z) \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

Nun ist bekanntlich

$$\tau_y = G\,.\,\gamma_y,\ \tau_z = G\,.\,\gamma_z,\ \tau_y{}^2+\tau_z{}^2 = \tau^2,$$
$$d\,V = l\,.\,d\,F,\ l = 1.$$

Somit läßt sich schreiben

$$A = \int d\,F \int (G\,\gamma_y\,\partial\,\gamma_y + G\,\gamma_z\,\partial\,\gamma_z)$$

oder

$$A = \frac{1}{2\,G}\int \tau^2\,d\,F \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

Aus Gleichung 4 und 6 folgt

$$A = \frac{1}{2}M\,D = \frac{1}{2\,G}\int \tau^2\,d\,F$$

oder

$$D = \frac{1}{G\,.\,M}\cdot\int \tau^2\,d\,F,$$

nach Gleichung 2 ist

$$\tau^2 = 0{,}316\,\frac{M^2}{b^2\,.\,c^2}\left[\frac{z^2}{c^4}\left(1-\frac{y^2}{b^2}\right)^2+\frac{y^2}{b^4}\left(1-\frac{z^2}{c^2}\right)^2\right],$$
$$\left(\frac{9}{16}\right)^2 = 0{,}316.$$

$$D = \frac{4\,.\,0{,}316\,.\,M}{b^6\,.\,c^6\,.\,G}\left[\iint (z^2 b^4 - 2\,z^2 b^2 y^2 + z^2 y^4)\,dy\,dz + \iint (y^2 c^4 - 2\,y^2 c^2 z^2 + y^2 z^4)\,dy\,dz\right],$$

$$D = \frac{4\,.\,0{,}316\,.\,M}{b^6\,.\,c^6\,.\,G}\left[\frac{8}{45}b^5c^3+\frac{8}{45}b^3c^5\right],$$

$$D = \frac{9\,.\,9}{16\,.\,16}\cdot\frac{4\,.\,8}{45}\cdot\frac{M}{G}\cdot\frac{b^2+c^2}{b^3\,.\,c^3},$$

und wir erhalten einen ersten Wert für den Drall:

$$D = \frac{9}{40}\cdot\frac{M}{G}\cdot\frac{b^2+c^2}{b^3\,.\,c^3};\ \frac{9}{40} = 0{,}225. \quad . \quad . \quad 7)$$

II. *Verfahren nach Grashof.*

Grashof leitet für den Drehungswinkel eine theoretische Formel ab; er findet für den Drall[9]

$$D = \frac{9}{32}\cdot\frac{M}{G}\left(\frac{1}{b^3\,.\,c}+\frac{1}{b\,.\,c^3}\right).$$

Daraus ergibt sich

$$D = \frac{9}{32}\cdot\frac{M}{G}\cdot\frac{b^2+c^2}{b^3\,.\,c^3};\ \frac{9}{32} = 0{,}281 \quad . \quad . \quad 8)$$

III. *Ein dritter Wert für D nach Grashof.*

Aus Gleichung 4 und 9 läßt sich die Arbeit berechnen, welche ein Stab bei gegebener Anstrengung in sich aufzunehmen vermag.

$$A = \frac{M^2}{2\,G}\cdot\frac{9}{32}\cdot\frac{b^2+c^2}{b^3\,.\,c^3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

M durch τ_{max} (Gleichung 3) ausgedrückt

$$A = \frac{\tau_{max}{}^2}{2\,G}\cdot\frac{8}{9}\cdot\frac{b}{c}(b^2+c^2),$$

oder mit $F = 4\,b\,.\,c$

$$A = \frac{\tau_{max}{}^2}{2\,G}\cdot\frac{2}{9}\cdot\frac{b^2+c^2}{c^2}\cdot F \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

Nun liefert nach den *Wertheim*schen Versuchen[10] Gleichung 9 etwas zu große Werte. Mit Rücksicht darauf hat *Grashof*[11] Gleichung 10 mit einem Korrekturwert $\frac{2}{3}\,n$ multipliziert.

$$A = \frac{\tau_{max}{}^2}{2\,G}\cdot\frac{4}{27}\cdot n\cdot\frac{b^2+c^2}{c^2}\cdot F.$$

n wird nun als Mittelwert $= 1{,}35$ gesetzt,

$$A = \frac{\tau_{max}{}^2}{2\,G}\cdot\frac{b^2+c^2}{5\,c^2}\cdot 4\,b\,.\,c \quad . \quad . \quad 11)$$

Nach Einsetzung des Wertes für τ_{max} berechnet sich D mit

$$D = \frac{2\,.\,A}{M} = \left(\frac{9}{16}\right)^2\cdot\frac{M}{b^4\,.\,c^2}\cdot\frac{b^2+c^2}{5\,c^2}\cdot\frac{4\,b\,.\,c}{G}$$

$$D = \frac{81}{320}\cdot\frac{M}{G}\cdot\frac{b^2+c^2}{b^3\,.\,c^3};\ \frac{81}{320} = 0{,}253 \quad . \quad . \quad 12)$$

IV. *Verfahren nach Bredt.*

Eine andere Näherungstheorie zur Torsionsfestigkeit ist von *Bredt* aufgestellt worden.[12] Nach ihm lautet die Formel für den Drall

---

[7] Dieser Wert für τ_{max} stimmt mit dem *Saint-Venant*schen Wert ziemlich genau überein, er ist etwas kleiner.

Autenrieth hat in seinem Aufsatz „Beitrag zur Bestimmung der größten Schubspannung im Querschnitt eines geraden auf Drehung beanspruchten Stabes“. Zeitschrift d. Vereins deutsch. Ingenieure 1901, S. 1099 u. f. für den rechtwinkligen Querschnitt die größte Spannung mit dem Wert

$$\tau_{max} = \frac{9}{14}\cdot\frac{M}{b^2\,.\,c}$$

gefunden, während *Herrmann* in dem schon zitierten Aufsatz (Seite 3, Anm. 3) für die größte Spannung den Wert

$$\tau_{max} = 0{,}60375\,\frac{M}{b^2\,.\,c}$$

berechnet.

[8] Siehe *Föppl*, Technische Mechanik Bd. III, 2. Aufl., S. 362.

[9] *Grashof*, Elektrizität und Festigkeit, S. 143 Gleichung 240 und S. 144 Gleichung 245.

[10] *Grashof*, Elastizität und Festigkeit, S. 147.

[11] *Grashof*, Elastizität u. Festigkeit, S. 395 und 396 Gl. 700.

[12] *R. Bredt*, „Kritische Betrachtungen zur Drehungselastizität“, Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure 1896, S. 785 und 813.

$$D = \frac{1}{2\,F\,.\,G} \int \tau\, ds; \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 13)$$

für den vierten Teil des Rechtecks, $F = b\,.\,c$ (Fig. 1) ergibt sich

$$\int \tau\, ds = \int_0^c \tau_z\, dz + \int_b^0 \tau_y\,(-dy) = \int_0^c (\tau_z)_{y=b} \,.\, dz + \int_0^b (\tau_y)_{z=c}\, dy.$$

Nach Einsetzung der Werte findet man

$$\int \tau\, ds = \frac{3}{8}\, M \cdot \frac{b^2 + c^2}{b^2\,.\,c^2}.$$

Damit wird

$$D = \frac{1}{2\,b\,.\,c\,.\,G} \cdot \frac{3}{8} \cdot M \cdot \frac{b^2 + c^2}{b^2\,.\,c^2},$$

und wir erhalten einen vierten Wert

$$D = \frac{3}{16} \cdot \frac{M}{G} \cdot \frac{b^2 + c^2}{b^3\,.\,c^3};\ \frac{3}{16} = 0{,}1875 \quad . \quad 14)$$

V. *Ein fünfter Wert für D.*

Aus Gleichung 13

$$\int \tau\, ds = 2\,G\,F\,D$$

läßt sich für ein Flächenelement $dy\,.\,dz$ die schon von *Bredt* gegebene Gleichung[13])

$$\frac{\partial \tau_z}{\partial y} - \frac{\partial \tau_y}{\partial z} = 2\,G\,D \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 15)$$

[13]) Siehe den schon zitierten Aufsatz von *Bredt*, S. 787, Gl. 3 und *Brauer*, Festigkeitslehre, S. 110.

ableiten. Diese Gleichung ist nun mit dem von *Grashof* angenommenen Spannungsgesetz und dem Resultate in den Gleichungen 1 nicht zu vereinigen, denn wir erhalten aus Gleichungen 1 für

$$\frac{\partial \tau_z}{\partial y} = \frac{9}{16} \cdot \frac{M}{b^3\,.\,c^3} \cdot (c^2 - z^2),$$

$$-\frac{\partial \tau_y}{\partial z} = \frac{9}{16} \cdot \frac{M}{b^3\,.\,c^3} \left(b^2 - y^2\right).$$

und der Drall wird damit

$$D = \frac{9}{32} \cdot \frac{M}{G} \cdot \frac{b^2 + c^2 - y^2 - z^2}{b^3\,.\,c^3};\ \frac{9}{32} = 0.281 \quad . \quad 16)$$

Für $z = 0$, $y = 0$ erhalten wir die von *Grashof* abgeleitete, theoretische Formel (Gleichung 8).

Für die Mitte der großen Seite, $z = 0$, $y = b$, wird

$$D = \frac{9}{32} \cdot \frac{M}{G} \cdot \frac{1}{c\,.\,b^3},$$

für die Mitte der kleinen Seite, $y = 0$, $z = c$, wird

$$D = \frac{9}{32} \cdot \frac{M}{G} \cdot \frac{1}{b\,.\,c^3}$$

und für die Ecke, $y = b$, $z = c$ wird

$$D = 0.$$

Der Drallwinkel ist also in den verschiedenen Elementen verschieden; das Resultat stimmt nicht mit der Hypothese überein, daß die Querschnitte sich in der yz Projektion nicht ändern, da D von y und z nicht unabhängig ist.

(Fortsetzung folgt.)

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke.

Von Dipl.-Ing. **C. Michenfelder**.

(Fortsetzung von S. 730 d. Bd.)

Es ist nun eine in der Praxis öfter zu beobachtende Tatsache, daß diesen Führungsgerüsten bei Gießkranen keine allzu große Sympathie entgegen gebracht wird, weil sie angeblich unnötigerweise die Anlage nur verteuern, da es doch bisher auch ohne sie gegangen sei. Gewiß, so lange, wie bisher, mit kleinen Geschwindigkeiten und mit geübten Bedienungsmannschaften gearbeitet wird. Doch genau wie die Mehrzahl der noch zu nennenden Konstruktionsverbesserungen im Bau von Gießkranen sich aus den stetig gesteigerten Anforderungen an die Leistungsfähigkeit, Sicherheit und Unabhängigkeit des Betriebes als begründet und berechtigt ergeben haben, ebenso sollten auch in diesem Punkt die Rücksichten auf die durchweg erhöhten modernen Geschwindigkeiten und auf die oft beträchtlich angewachsenen Lastgrößen, sowie der Wunsch nach möglichster Unabhängigkeit von der Geschicklichkeit und Zuverlässigkeit des Personals die Wahl einer sicheren automatischen Pfannenführung als nicht nur nicht überflüssig, sondern vielmehr als zweckmäßig und notwendig erkennen lassen.

Die Anlage Fig. 14 S. 729, bei welcher wegen der beträchtlichen Spannweite von nahezu 24 m der Führerkorb zur gleichmäßigeren Uebersehbarkeit des Arbeitsfeldes in Trägermitte hängt, ist ferner durch die nachbeschriebene Sicherheitsvorkehrung (Ausführung von *Ludwig Stuckenholz A.-G.* in Wetter a. d. R.) bemerkenswert:

Um die durch einen etwaigen Bruch des Tragorganes von dem ausfließenden Eisen drohenden Gefahren nach Möglichkeit auszuschließen, kann sich der Tragbalken der Pfanne in vier verschiedenen Arbeitsstellungen gegen Aufsatzriegel abstützen, die — wie Fig. 15 zeigt — mittels Kettenzuges leicht zur Wirkung gebracht werden können. Diese im Kranbau außergewöhnliche unmittelbare Feststellvorrichtung der schwebenden Last — die im Prinzip an die Stützverriegelung von Schachtaufzügen erinnert — ist auf einem s. Zt. durch Kettenbruch veranlaßten Unfall bei einem Gießkran einfachster Bauart zurückzuführen. Der Betrieb mit diesem Ersatzkran hat sich als gut und sicher bewährt und zur Nachbestellung eines Kranes ganz gleicher Konstruktion geführt, bei welchem, als weitere Verbesserung, durch Verlegung der beiderseitigen Hubtrommeln mehr nach innen zu das ganze ungeteilte Führungsgerüst zur Aufnahme der Massenkräfte herangezogen worden ist. Eben so gut wie im vorliegenden Beispiel, wo das Pfannenkippen vom Fußboden aus gewünscht war, die Betätigung der Stützriegel gleichfalls von unten erfolgt, könnte sie zwecks Zentralisierung der Bedienung ohne Schwierigkeit natürlich auch vom Führerkorb aus geschehen.

Hinsichtlich der Längenbemessung des starren Führungsgerüstes möge darauf hingewiesen werden, daß man dort, wo dieses Gerüst dem übrigen Verkehr möglichst wenig hinderlich sein soll — wie z. B. auch bei der letztgen. Anlage —, die Pfanne aber trotzdem auch noch

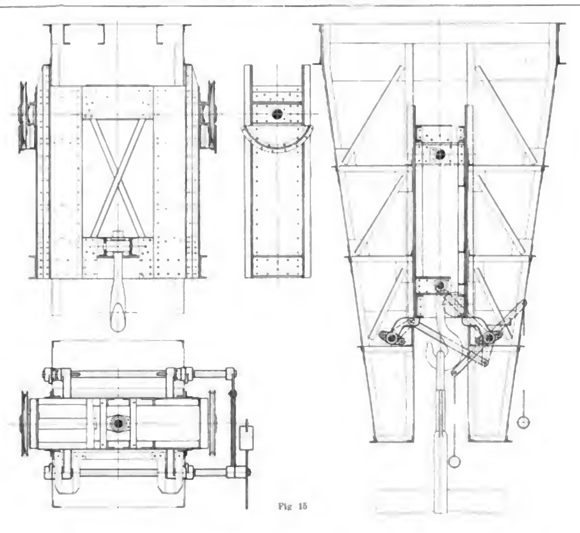


Fig 15



Fig. 15a.

in den tiefen Stellen starr geführt werden soll, daß man dort die Pfanne zweckmäßig in eine ebenfalls gerüstähnliche Tragkonstruktion von gehöriger Länge einhängt, die sich teleskopartig in ersteres einschieben läßt, und so dessen Länge trotz steter Führung der Pfanne auf ein Minimum beschränkt. In den meisten Fällen genügt jedoch eine mäßige Länge des starren Hängegerüstes, da man beim Verfahren der Pfanne diese genügend hochziehen und damit vor unliebsamen Schwankungen schützen kann.

Um die Sicherheit und die Gleichmäßigkeit des Ausgießens — beim Kippen — nicht wie bei den bisherigen Kranen von der Achtsamkeit der Bedienung abhängig zu haben, hat man bei neueren Gießkranen eine Vorrichtung angebracht, wodurch die Pfanne beim Anheben mittels Zapfen beiderseits derart an zwei Kurven geführt wird, daß hierdurch das Kippen automatisch erfolgt und dabei die Schnauzenmündung annähernd in gleicher Höhe gehalten wird.



Fig. 16.

Fig. 16a.

Diese Einrichtung ist nach Fig. 16 an einem Gießkran angebracht, dessen Führungsgerüst außerdem drehbar an der Laufkatze hängt. Diese für normale Fälle nicht erforderliche Komplikation ist in dem besonderen Verwendungszwecke jenes Kranes begründet, der, wie Fig. 16 deutlich zeigt, zur Bedienung zweier zu beiden Seiten aufgestellter Masseln-Gießmaschinen benutzt wird. Der trotz der automatischen Vorrichtung zum Kippen noch vorhandene Hilfshaken bietet außer einer Reserve hierfür noch die Möglichkeit zur Verwendung für anderweitige Arbeiten: zum Reinigen der Pfanne, zum Versetzen von Gegenständen u. a. m.

Die durch den Fortfall der Gerüstdrehbarkeit wesentlich vereinfachte Konstruktion läßt sich im allgemeinen gleich gut auch zur Beschickung der Martinöfen oder auch der Konverter mit flüssigem Eisen wie zur Bedienung von Mischern verwenden, wobei ja ebenfalls die Ausgießhöhe konstant zu halten ist.

Fig. 17 veranschaulicht eine interessante Anwendung solcher Art für eine Neuanlage eines zu erbauenden deutschen *Thomasstahlwerkes*, die etwas an die vorhin erwähnte französische Konverterhallen-Laufkrananlage erinnert: der rechte, größere Kran (60 t) schafft die gefüllten Roheisenpfannen zum Mischer und kippt sie in diesen aus; der linke, schwächere Kran (35 t) übernimmt den Transport vom Mischer zum Konverter, in den er dann gleichfalls den Pfanneninhalt auskippt. (Für die Entnahme und den Transport des Stahles ist diesfalls ein besonderer Gießwagen vorgesehen.)

Konstruktiv bemerkenswert ist bei diesen Kranen zunächst die gegen die vorige vereinfachte und in der Wirkung verbesserte Kippvorrichtung: während sich bei jenem Kran die Pfanne, wie gesagt, jederseits gleichzeitig an zwei getrennten Kurven führte und dadurch schon während des Hebens allmählich zum Kippen gebracht wurde, erfolgt hier das Kippen um die Schnauze erst, nachdem sich die vorher nur senkrecht verschobene Pfanne mit möglichst nahe der Schnauze angeordneten Zapfen gegen

eine Anschlagsbegrenzung gelegt hat[13]). Ferner hat das Windwerk eine eigenartige und zweckmäßige Ausbildung (D. R. P. angemeldet) erfahren, die bei den hier zu benutzenden Drehstrommotoren einen Ausgleich schafft für deren bekanntlich schlechte Regulierfähigkeit beim Senken der Last, welche ja erst nach Ueberschreiten der synchro-

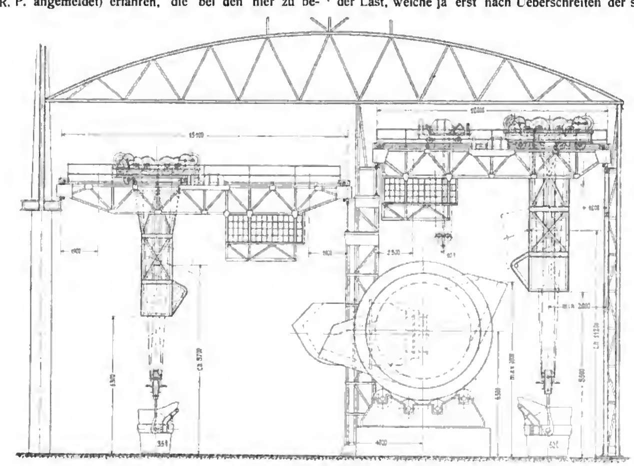


Fig. 17.

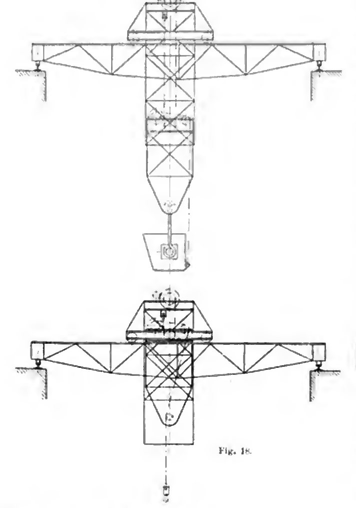
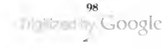


Fig. 18.

nen Motorentourenzahl möglich ist. Zu diesem Zwecke kommt ein Windwerk mit zwei getrennten Trommeln in Anwendung, deren jede durch einen besonderen Motor unabhängig von der anderen gesteuert wird. Beim Heben laufen beide Motore in Hubrichtung, beim Senken wird die eine Trommel durch ihren Motor im Senksinne, die andere mit geringerer Geschwindigkeit im Hubsinne angetrieben, so daß nur der Unterschied beider Geschwindigkeiten zur Wirkung kommt. Diese Anordnung mit zwei Trommeln besitzt außerdem den Vorteil, daß jede Trommel mit ihrem Antrieb als Reserve für die andere dient. Falls also ein Teil versagt, kann bei halber Geschwindigkeit mit allen Lasten bis zur Höchstlast für Heben und Senken weiter gearbeitet werden; jeder Motor kann ausgewechselt werden, während der andere in voller Betriebsbereitschaft bleibt. Endlich hat man bei dieser Anlage in dem Bestreben, lästige oder schädliche Hitzewirkungen fernzuhalten, den vollständig geschlossenen Führerkorb mit einem doppelten, durch Achse isolierten Boden versehen und die Seile durch ein besonderes Blechdach an der Pfannentraverse geschützt; die Windenstirnradvorgelege laufen staubsicher in geschlossenen Kästen die, wie es sonst bei Schneckengetrieben üblich ist, zugleich als Oelbehälter dienen.

Die festliegende Führungskurve bringt es mit sich, daß das Auskippen stets um einen Punkt in der nämlichen Höhenlage im Raume erfolgt, was in den aufgeführten Anwendungsfällen ja auch völlig zweckentsprechend ist. Um jedoch auch für die häufigen Fälle wechselnder Ausgießhöhen eine gleichwertige Vorrichtung zu haben, ordnet man gemäß einem neuen Patente (No. 185 560), s. Fig. 18, außer dem Laufkatzenhauptwindwerk noch ein von diesem

[13]) Eine im Prinzip ähnliche Konstruktion s. „Stahl und Eisen" 1901, S. 1101.



mittels eines Rahmens hebbares, selbständiges Kippwindwerk an, so daß bei einem entsprechenden Hubgeschwindigkeitsverhältnis beider das Kippen um die Pfannenschnauze in jeder beliebigen Höhe stattfinden kann. (Streng genommen beschreibt hierbei die Schnauze zwar einen kleinen Weg in wagerechter Richtung, was für die Ruhe und Gleichförmigkeit des Ausgießens jedoch belanglos ist.) Für Aufräumungsarbeiten dagegen kann das Nebenwindwerk für sich allein benutzt werden, ohne erst das Räderwerk der Hauptwinde ganz oder teilweise mit durchziehen zu müssen.

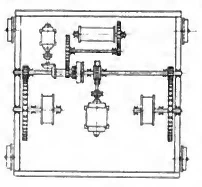


Fig. 19.

Es sei im Anschluß hieran auch einer andersartigen, den erstgenannten Zweck des Schnauzenkippens gleichfalls wirksam verfolgenden Vorrichtung gedacht, bei der die den Kipphaken aufwindende Hilfstrommel durch Einrücken einer Kupplung mit dem Haupthubmotor angetrieben wird, und zwar mit einer gegen die Lasthakengeschwindigkeit entsprechend vergrößerten Geschwindigkeit (Fig. 19). Wenn auch die Einfachheit dieser Lösung der Kippaufgabe anerkannt werden muß, so erscheint doch die rationelle Arbeitsweise bei diesem Kran wegen der Verwendung des immerhin empfindlichen Elementes der Ausrückkupplung nicht in gleichem Maße wie beim vorigen gewährleistet.

Als eine weitere und eigenartigere Lösung des genannten wichtigen Kipp-Problems möge endlich noch die bei dem schon erwähnten Konvertergießkran in *Neuves Maisons* verwendete Anordnung Erwähnung finden, wobei durch das Zusammentreffen des gabelförmigen, unteren Endes einer hoch- und niederschraubbaren Druckspindel mit besonderen Anschlagzapfen des Gießkübels ein jederzeitiges Auskippen derselben in beliebiger Höhenlage erfolgen kann[14]).

[14]) s. „Stahl und Eisen" 1904, S. 21.

(Schluß folgt.)

Der Einphasen-Wechselstrommotor.

Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen.

Von Dipl.-Ing. **A. Linker.**

(Fortsetzung von S. 760 d. Bd.)

In einfacher Weise erzielt *D. Gurtzmann* (**235**) eine Phasenkompensierung bei einem Repulsionsmotor, indem er nach Fig. 111 S. 760 Punkte gleichen Potentials (a, b) der gleichmäßig verteilten Statorwicklung über einen Widerstand R schließt. Dadurch kann im Stator infolge der vom Ankerkraftfluß induzierten EMK ein Feld entstehen, welches auf das Ankerfeld dämpfend zurückwirkt und es nahezu aufhebt. Vollkommene Kompensierung kann jedoch wegen der Streuung niemals eintreten.

Während bei dem von *Latour*, *Eichberg* und *Winter* angegebenen Motor (Fig. 104 und 105) die beiden im Rotor teils durch Zuleitung, teils durch Transformation hervorgerufenen Ströme in dem ringförmigen Statoreisen Felder von dreieckiger Form erzeugen, welche in die einzelnen Harmonischen zerlegt, starke Oberschwingungen aufweisen, vermeiden *E. Arnold* & *J. L. la Cour* (**243**) die große Bürstenzahl und verringern dadurch die Felder höherer Ordnung, indem sie bei ihrem kompensierten Hauptschlußmotor (Fig. 112) drei um 120° gegeneinander versetzte Bürsten auf dem Kommutator verwenden. Von diesen sind B_2 und B_3 miteinander kurzgeschlossen und dienen dazu, den Strom vom Anker A fortzuführen und gleichzeitig durch Kurzschließen der Wicklung fast das ganze Statorfeld zu kompensieren, während B_1 den Strom dem Anker zuführt. Durch Verstellung der Bürsten lassen sich bei gleicher Belastung die Umdrehungszahl und der Leistungsfaktor verändern.

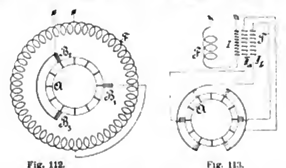


Fig. 112. Fig. 113.

Der Winkel zwischen den kurzgeschlossenen Bürsten braucht jedoch nicht unbedingt 120° zu betragen, sondern kann beliebig zwischen 90° und 180° gewählt werden (**250**).

Sollen dagegen dem Kommutator starke Ströme zugeführt werden, so ist es günstig, die Bürstenzahl f. d. Polpaar zu verdoppeln (**253**). Wie schon *Kingdon* (Fig. 50) gezeigt hat, ist es zulässig, die einzelnen Bürstenpaare durch getrennte Sekundärwicklungen II_a und II_b eines Hauptstromtransformators zu erregen, was auch bei dieser Konstruktion verwendet wird, wie Fig. 113 zeigt. Trotz der großen Bürstenzahl wird hierbei die Auflagefläche aller Bürsten unter gleichen Verhältnissen kleiner als beim Vierbürstenmotor von *Latour* und *Winter-Eichberg*. Diese Anordnung scheint auch Erfolg zu versprechen.

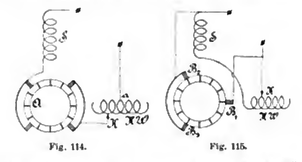


Fig. 114. Fig. 115.

Anstatt durch die Bürstenverstellung, wie es von *Latour* angegeben ist, oder nach *Winter-Eichberg* durch Aenderung des Uebersetzungsverhältnisses zwischen Stator- und Rotorwicklung die Umdrehungszahl zu regulieren, zerlegen *E. Arnold* und *J. L. la Cour* (**252**) die Statorwicklung ihres kompensierten Hauptschlußmotors nach Fig. 114 in zwei Wicklungen S und HW, deren magnetische Achsen senkrecht zueinander stehen. Da das Feld der Wicklung HW nahezu dieselbe Richtung hat wie das

von der nicht kurz geschlossenen Ankerwicklung hervorgerufene Querfeld, so werden, wenn *H W* so geschaltet ist, daß beide Felder in gleicher Richtung wirken, infolge des starken Querfeldes große E M Ke im Anker und in der Hilfswicklung induziert. Dadurch kann beim Anlassen der Strom auf ein geringes Maß reduziert werden, weil die Wicklungen *A* und *H W* mit *S* in Reihe geschaltet sind. Außerdem wird das Drehmoment sehr groß. Sobald der Motor eine bestimmte Geschwindigkeit erreicht hat, wird die Wicklung *H W* ausgeschaltet, wodurch die Umdrehungszahl und der Leistungsfaktor steigen. Soll die Phasenverschiebung bei untersynchronem Lauf kompensiert werden, so verschiebt man den Kontakt *K* über *a* hinaus, wobei das Hilfsfeld dem Ankerfeld entgegenwirkt. Am vorteilhaftesten stellt man in diesem Fall beide Wicklungen als verteilte Trommelwicklung dar. Die Regulierung des Hilfsfeldes kann jedoch auch durch einen Nebenschlußwiderstand erfolgen.

Auch für kompensierte Nebenschlußmotoren, deren Anzugsmoment im allgemeinen klein ist, läßt sich nach demselben Patent diese Anordnung mit Vorteil verwenden.

Fig. 115 zeigt die Schaltung eines Nebenschlußmotors mit drei Bürsten, bei welchem das Hilfsfeld im Hauptstromkreise der Wicklung *S* liegt. Dadurch wird, wie vorher erläutert, das Querfeld verstärkt und das Drehmoment bei kleinem Anlaufstrom groß gemacht. Schaltet man dagegen die Hilfswicklung *H W* in Reihe mit dem Anker, so wird das Anlaufmoment klein. Man kann aber hierbei die Geschwindigkeit durch Veränderung des Hilfsfeldes regulieren.

Fig. 116 zeigt die Schaltung eines *kompensierten Nebenschlußmotors* von *E. Arnold* und *J. L. la Cour* (**254**, **255**). Zur Vermeidung der vielen großen Kontaktapparate kann auch ein Induktionsragulator *J R*, der eigens für diesen Zweck konstruiert ist, bei der Regulierung

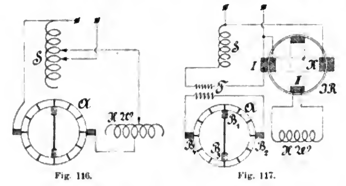


Fig. 116. Fig. 117.

in Anwendung kommen. Fig. 117 zeigt die Kombination eines solchen mit einem kompensierten Serienmotor. In der gezeichneten Lage stehen Sekundärwicklung *II* und Primärwicklung *I* senkrecht zueinander, so daß *II* stromlos ist. Da aber die Reaktanz der Primärwicklung im Hauptstromkreis liegt, so würde diese die Wirkungsweise des Motors beeinträchtigen, wenn nicht durch die an den Primärkreis angeschlossene Kompensationswicklung *K* die Reaktanz vermindert würde. Außer dieser Wirkung induziert die Wicklung *K* noch eine E M K in dem Hauptstromkreise, so daß die Anlaufspannung bei geeigneter Schaltung erhöht wird. Dreht man den inneren Teil nach links um 90°, so erhält man eine starke Erregung der Hilfswicklung und damit ein großes Anlaufmoment.

Zur Charakteristik der Eigenschaften des Motors seien noch einige Versuche angegeben, welche im Elektrotechnischen Institut der *Großherzogl. Technischen Hochschule in Karlsruhe* an einem sechspoligen Motor von 7,5 PS Leistung, 110 Volt Spannung, 50 Perioden ausgeführt sind. Es wurde zuerst die in Fig. 118 angegebene Schaltung als kompensierter Hauptschlusmotor mit drei Bürsten nach D. R. P. 163 295 benutzt, um festzustellen, ob die Bürsten die infolge dieser Schaltung auftretende stärkere Beanspruchung aushalten. Die Bürsten umfaßten zwei Lamellenteilungen. Als Hilfswicklung wurde dieselbe Statorwicklung *S* benutzt und der Strom in den um 90 elektr. Grad gegen die Achse *a b* des Statorfeldes verschobenen Punkten *c d* über einen Hauptstromtransformator *H T* zugeleitet. Der zur Erhöhung der Rotorspannung dienende Transformator *T* kann jedoch bei praktischen Ausführungen fortgelassen werden. Der Motor lief bei allen Belastungen funkenfrei, nur beim Anlauf mit großem Drehmoment waren Funken wahrnehmbar. Fig. 119 zeigt die hierbei aufgenommenen Kurven des Wirkungsgrades η, der Tourenzahl n, des Leistungsfaktors $\cos\varphi$ und des Drehmoments M_d als Funktion des Stromes J, und zwar wirkt bei den Kurven *I* die Querwicklung der Rotorwicklung entgegen, für die Kurven *II* ist die Wicklung stromlos, für die Kurven

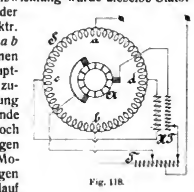
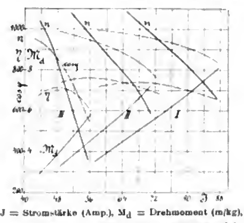


Fig. 118.



J = Stromstärke (Amp.), M_d = Drehmoment (m/kg),
n = Umdrehungszahl i. d. Minute, η = Wirkungsgrad (v. H.),
$\cos\varphi$ = Leistungsfaktor (v. H.)
Fig. 119.

III unterstützt sie die Rotorwicklung. Der Wirkungsgrad ist als das Verhältnis der abgegebenen zur gesamten aufgenommenen Leistung bestimmt.

In derselben Weise sind auch für den Nebenschlußmotor nach der Schaltung (Fig. 120), bei welcher zur Erniedrigung der Rotorspannung der Transformator *N T* verwendet wurde, die Größen η, $\cos\varphi$, n, J in Abhängigkeit von der abgegebenen Leistung N aufgenommen und in Fig. 121 dargestellt. Man ersieht daraus die günstige Wirkungsweise dieser Erfolg versprechenden Motorgattung.

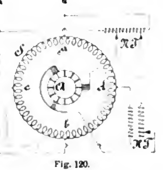


Fig. 120.

Auch die *Felten und Guilleaume - Lahmeyerwerke, A.-G.* (**258**, **278**, **27**, **287**, **290**) verwenden Doppelbürsten für kompensierte Nebenschlußmotoren, wobei allerdings nur für den Anlauf die Schaltung nach Fig. 122 ausgeführt wird. Dadurch werden die durch das Wechselfeld induzierten Ströme klein gehalten und ein Feuern vermieden. Bei normalem nahezu synchronem Lauf dagegen bildet sich ein Drehfeld aus, so daß die Doppelbürsten unvorteilhaft sind, da nicht sämtliche Ankerdrähte ausgenutzt werden. Es wird dann

die Schaltung nach Fig. 123 hergestellt, so daß die Maschine jetzt als normal kompensierter Nebenschlußmotor arbeitet, indem der Erregerstrom dem Anker von der Sekundärwicklung *II* eines Transformators *T* zugeführt

J = Stromstärke (Amp.), N = abgegebene Leistung (PS), n = Umdrehungszahl i. d. Minute, η = Wirkungsgrad (v. H.), cos φ = Leistungsfaktor (v. H.)

Fig. 121.

wird, während die Bürsten *b* kurzgeschlossen sind und den Arbeitsstrom führen. Der Motor kann jedoch auch so geschaltet werden, daß er (**259**, **298**) beim Anlassen und normalen Lauf als kompensierter Hauptschlußmotor arbeitet. Dagegen läuft er bei geringer Geschwindigkeit als Re-

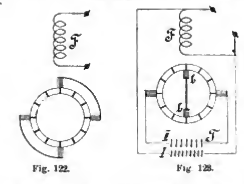


Fig. 122. Fig. 123.

pulsionsmotor nach Fig. 124, indem mit der Hauptwicklung *S* eine räumlich gegen sie versetzte Hilfswicklung *HW* hintereinander geschaltet wird, wobei der Stromkreis der Erregerbürsten b_2 geöffnet ist. Es ist dabei möglich, die Hilfswicklung klein zu dimensionieren.

Um bei allen Geschwindigkeiten funkenloses Arbeiten zu erzielen, kann man den Motor bei niedriger Umdrehungszahl als Repulsions- oder kompensierten Hauptschlußmotor,

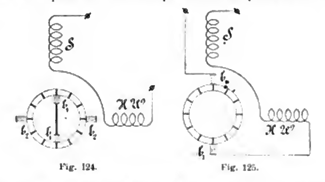


Fig. 124. Fig. 125.

bei höheren Geschwindigkeiten dagegen mit kompensiertem Ankerfeld (**257**) entsprechend Fig. 125 betreiben und zur Vermeidung von Funken die Bürsten b_2 abheben. Eine Modifikation dieser Schaltung ist ferner dadurch erzielt worden, daß der Motor (**281**, **293**) an einen regulierbaren Nebenschlußtransformator angeschlossen ist. [85])

Um von Anlauf bis zur Erreichung normaler Geschwindigkeit die Statorspannung allmählich zu steigern

[85]) Schw. E. T. Z., 1. September 1906, S. 425.

und die Erregerspannung zu vermindern, schaltet die *Allmänna Svenska Elektriska Aktiebolaget* in Westeras [Schweden] (**261**, **286**) vor ihren kompensierten Repulsionsmotor mit Nebenschlußerregung einen Autotransformator mit einer Abzweigung zum Erregerkreis. Da nun bei verschiedenen Geschwindigkeiten die Phasenverschiebung zwischen Stator- und Ankerstrom sich ändert, d. h. mit steigender Umdrehungszahl zunimmt, so wird das Dreh-

Fig. 126. Fig. 127.

moment dadurch ungünstig beeinflußt. Um jedoch bei jeder Geschwindigkeit ein gutes Drehmoment zu erhalten, wird nach Fig. 126 eine Drosselspule *D* in den Stator- und Erregerkreis geschaltet. Sind die Phasen beider Ströme gleich, so bleibt das Eisen unmagnetisch und die Spule wirkt wie ein kleiner *Ohm*scher Widerstand. Tritt dagegen Phasenverschiebung auf, so entsteht ein resultierendes Transformatorfeld, welches durch induzierte E M Ke die Phasengleichheit entsprechend dem *Lenz*schen Gesetz in beiden Zweigen wiederherstellt. Einfacher ist noch die Schaltung Fig. 127, wo zur Erzielung derselben Wirkung Induktionsspulen *i* an Stelle der Drosselspule in die Abzweigungen des Autotransformators gelegt sind. *a* gilt dabei als Anlaß, *n* als Normalstellung.

Zur Beseitigung der auf den Primärkreis ausgeübten Einwirkung des Ankerfeldes bei Repulsionsmotoren mit gleichmäßig verteilter Wicklung schließt *Th. Lehmann*

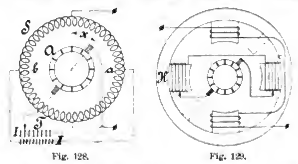


Fig. 128. Fig. 129.

(**262**, **264**) die gegen die Statorachse um einen Winkel *x* verstellten Bürsten (Fig. 128) nicht kurz, sondern an die regulierbare Primärwicklung *I* eines Transformators *T*, dessen sekundäre Seite *II* mit den äquipotentialen Punkten *a b* der Statorwicklung *S* verbunden ist. Ein derartig kompensierter Repulsionsmotor kann durch Aenderung des Uebersetzungsverhältnisses innerhalb weiter Grenzen reguliert werden. Die Kompensation ist um so besser, je mehr sich das Verhältnis der Stator- zu den Rotorwindungen dem Betrage sin *x* nähert. Besonders für Hochspannungsbetrieb geeignet ist die nach Fig. 129 abgeänderte Konstruktion, bei welcher das Querfeld von der regelbaren Hilfswicklung *H* erzeugt wird. Zur Erzielung einer guten Kommutation sind die Bürsten dabei um 45° verstellt und eventuell in der Bürstenlinie kleine Kommutierungspole (punkiert gezeichnet) angeordnet.

Da nun die bisher angegebene Methode der äquipotentialen Kompensierung des Querfeldes eine Verringerung der Leistungsfähigkeit durch Schwächung des Dreh-

moments verursacht, wird nach einem späteren Patent (**269**) die gleichmäßig verteilte Statorwicklung nach Fig. 130 unter einem Winkel, welcher mit der Achse des Hauptfeldes den doppelten Bürstenverstellungswinkel $\alpha = 2x$ einschließt und 60^0 nicht übersteigt, auf einen veränderlichen induktiven Widerstand L geschaltet. Dadurch ist es möglich, bei entsprechender Wahl von L für normalen Betrieb im Synchronismus eine vollständige Aufhebung oder sogar Ueberkompensierung der Phasenverschiebung zu erhalten. Ist der Winkel α kleiner als 45^0, so wird das Querfeld gegenüber dem Hauptfelde verstärkt und die Leistungsfähigkeit des Motors gegenüber einem gewöhnlichen Repulsionsmotor gesteigert, so daß auch diese Konstruktion erfolgreich zu werden scheint.

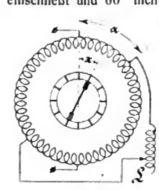


Fig. 130.

Die *Siemens-Schuckertwerke*, Berlin, (**268**, **291**) erhalten bei einem Repulsionsmotor mit zweiteiliger Statorwicklung nach Fig. 131 eine Phasenkompensation, indem sie die Armatur A mit einer zusätzlichen E M K speisen, die der Sekundärwicklung II eines Transformators T entnommen wird. Dadurch läßt sich nämlich die Gegen-EMK des Ankers, welche durch Rotation im Hauptfelde I zwischen den Bürsten entsteht, aufheben. Der Motor ist demnach bei dieser Schaltung einem Nebenschlußmotor ohne Ankerkompensation aber mit Bürstenverschiebung äquivalent.

Von der *Allg. Elektr.-Gesellschaft*, Berlin (**277**) ist ferner ein kompensierter Hauptschlußmotor angegeben, bei welchem nach Fig. 132 der Strom dem Anker A

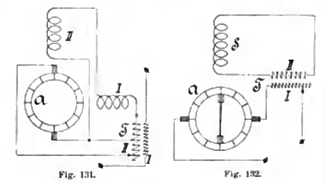


Fig. 131. Fig. 132.

über die Primärwicklung I eines Transformators T zugeführt wird, während der Stator an der Sekundärwicklung II liegt. Außerdem sind zwei kurzgeschlossene Bürsten in der Richtung des Statorfeldes angebracht. Die Maschine besitzt die Charakteristik eines Hauptschlußmotors und kann durch die Aenderung des Transformationsverhältnisses geregelt werden; und zwar wird bei gleicher Ankerstromstärke die Umdrehungszahl größer, wenn man die primäre Windungszahl erniedrigt.

Abweichend von den bisher angewandten Methoden hat die *Allgem. Elektr.-Gesellschaft*, Berlin (**288**) bei einem Nebenschlußmotor die Phasenverschiebung dadurch kompensiert, daß sie das Feld des Motors durch einen von diesem oder einem Hilfsmotor angetriebenen Generator fremd erregt. Dadurch ist es möglich, das Verhältnis zwischen Ankerspannung und Feldstärke der Intensität und Phase nach in gewünschter Weise zu ändern, so daß der Leistungsfaktor $\cos\varphi = 1$ werden kann. Der Motor ist jedoch wegen seiner Kompliziertheit in dieser Form praktisch wenig brauchbar.

Fig. 133 zeigt das Schema eines von der *Elektr.-Aktiengesellschaft vorm. W. Lahmeyer & Co.*, Frankfurt a. M. um das Jahr 1904 gebauten kompensierten Repulsionsmotors. Er besitzt in dieser neueren Form den Vorteil, daß man durch entsprechende Wahl des Uebersetzungsverhältnisses im Nebenschlußtransformator T die Charakteristik eines Haupt- oder Nebenschlußmotors erhalten kann. Jedoch wird er niemals die synchrone Geschwindigkeit überschreiten. Durch die Aenderung der dem Anker A vom Transformator zugeführten Spannung ist es möglich, die Umdrehungszahl zu regulieren und außerdem bei verschiedenen Geschwindigkeiten die Phasenverschiebung zu kompensieren. Eine Umsteuerung läßt sich ferner in ähnlicher Weise wie beim Motor von *Atkinson* (Fig. 79) erreichen, indem der Stator S eine gegen die Hauptwicklung verschobene Hilfswicklung erhält, welche auch mit der Hauptwicklung durch einen Hauptschlußtransformator verbunden sein kann. Bei 5 bis 10 v. H. Uebersynchronismus kann der Motor schon mit Vollast aufs Netz zurückarbeiten, er eignet sich daher infolge der geschilderten Eigenschaften besonders für Bahnbetrieb. Auch der Leistungsfaktor wird bei übersynchronem Betrieb negativ, so daß der Motor auch als Phasenregler Verwendung finden kann. Diese Anordnung scheint ebenfalls Aussicht auf Erfolg zu haben.

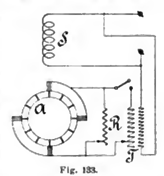


Fig. 133.

Da der Reguliertransformator T nur für etwa $^1/_5$ der Motorleistung gebaut ist, und der Hauptschlußtransformator zum Speisen des Hilfsfeldes nur beim Anlauf benutzt wird und daher stark beansprucht werden darf, so bedeuten diese beiden Anordnungen keine wesentliche Beeinträchtigung der Eigenschaften eines guten Bahnmotors.

(Fortsetzung folgt.)

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Indikator. (*Wagener.*) Um bei Kurbelweg- oder Zeitdiagrammen die den bestimmten Lagen des Triebwerkes entsprechenden Punkte einzutragen, werden bisher besondere meist elektromagnetisch gesteuerte Schreibzeuge verwendet, die gleichzeitig dazu dienen können, mit Hilfe eines besonderen Stromsenders Zeitmarken in die Diagramme einzutragen.

Bei dem neuen Markenschreibzeug des Verf. wird ein an dem Anker eines Elektromagneten federnd aufgehängter Schreibhebel verwendet. Wird hierbei mittels eines an der Haupt- oder der Steuerwelle der zu untersuchenden Maschine angebrachten Stromsenders der Elektromagnet erregt, so wird nicht nur eine Ortmarke, sondern dahinter in einer wellenförmigen Linie das Bild einer gedämpften Schwingung aufgezeichnet. Aus diesem Linienzuge kann dann die Geschwindigkeit ermittelt werden, mit der sich die Schreibfläche während des Indizierens bewegt hat. Die Auswertung dieses wellenförmigen Linienzuges sowie die Feststellung der Nacheilungsdauer des Markenschreibzeuges wird ausführlich erläutert. (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1907, S. 1365—1374.) *Pr.*

Elektrotechnik.

Elektrolytische Zinkabscheidung. (*Snowdon.*) Untersucht wurden die Bedingungen der Zinkabscheidung an rotierender

Kathode, durch Aenderung des Gehaltes der Lösung an Zink, Säure oder Alkali, Reduktionsmittel, sowie der Stromdichte und Temperatur. Die obere Grenze in der Stromdichte, bei welcher der Niederschlag schlecht zu werden beginnt, hängt mehr von der Rührgeschwindigkeit als von allen anderen Einflüssen ab.

Gute Zinkniederschläge kann man aus alkalischen, wie aus sauren Lösungen erhalten, auch wenn die Stromdichte 60 Amp. auf den Quadratdezimeter beträgt, vorausgesetzt, daß die Kathode sich rasch genug dreht.

Da Zink sich aus stark alkalischen Lösungen schnell abscheidet, so kann man den Widerstand der Lösung und damit die Badspannung für jede gegebene Stromdichte sehr niedrig machen. Die Stromausbeute ist bei alkalischen Lösungen hoch.

Aus alkalischen Lösungen erhält man feiner kristallinische Niederschläge als aus sauren Lösungen. Die Größe der Kristalle wächst mit der Temperatur und dem Zinkgehalt der Lösung und nimmt ab mit steigender Stromdichte. (Electrochemical and metallurgical Industry 1907, S. 222—223.) *A.*

Materialienkunde.

Legierungen. (*Tammann.*) Im anorganisch-chemischen Institut der Universität Göttingen sind unter Leitung von *G. Tammann* neuerdings eine Anzahl Legierungen metallographisch untersucht worden. *R. S. Williams* hat die Legierungen von *Antimon* mit Mangan, Chrom, Silicium und Zinn, von *Wismut* mit Chrom und Silicium, von *Mangan* mit Zinn und Blei untersucht, *E. Isaac* diejenigen des *Eisens* mit *Platin.*

Es mischen sich in flüssigem Zustande vollständig: Sb—Mn, Sb—Cr, Sb—Si, Sb—Sn, Mn—Sn. Flüssiges Blei nimmt nicht mehr als 12 v. H. Mangan und umgekehrt geschmolzenes Mangan nicht mehr als 10 v. H. Blei auf. In flüssigem Wismut lösen sich nur 2 v. H. Silicium; Silicium löst kein Wismut auf. Wismut und Chrom lösen einander gar nicht.

Als *Verbindungen* wurden festgelegt $Sb_2 Mn_3$, $Sb Mn_2$; $Sb_2 Cr$, Sb Cr; $Sn Mn_4$, $Sn Mn_2$; unsicher sind Sb Sn und Sn Mn. Keine Verbindungen bestehen zwischen Sb und Si, Bi und Cr, Bi und Si, Mn und Pb.

Mischkristalle werden gebildet zwischen Sb und Mn (von 50—60 Atomprozent und 65—69 Atomprozent Mn), zwischen Sb und Cr (50—52,5 v. H. und 95—100 v. H. Cr), zwischen Sb und Si (0—0,3 und 99,0—100 Gewichtsprozent Si), zwischen Sb und Si (0—8,0 Atomprozent, 50,0—53,0, 99,0—100,0 v. H. Sb, zwischen Bi und Si (0—0,8 Gewichtsprovent v. H. Si), zwischen Mn und Sn (96—100 Atomprozent Mn).

Es werden *keine* Mischkristalle gebildet von Bi mit Cr und von Mn und Pb.

Die Abkühlungsgeschwindigkeit hat bekanntlich oft Einfluß auf die Struktur der Legierungen. Besonders augenfällig ist dieser Einfluß bei der Legierung etwa gleicher Atomprozente von Zinn und Antimon. Während die rascher abgekühlte Legierung bei 24facher Vergrößerung, geätzt mit alkoholischer Eisenchloridlösung, große helle Mischkristalle auf dunklem Grunde zeigt, ist nach 36stündigem Erhitzen auf 400° die Fläche ganz gleichmäßig geworden. Die antimonreicheren Mischkristalle haben sich mit der dunklen zinnreicheren Masse zu einer einheitlichee Kristallart umgesetzt, die der Formel Sb Sn entspricht.

Eisen und *Platin* bilden bei höheren Temperaturen eine lückenlose Reihe von Mischkristallen. Bei tieferen Temperaturen treten Umwandlungen ein, durch welche diese Reihe in zwei weitere Reihen von Mischkristallen zerfällt, von denen die eine von 0 bis etwa 50 v. H. Platin und die andere von 60—100 v. H. Platin reicht.

In dem geschmolzenen Eisen löste sich das Platin auffallend schnell. (Z. f. anorgan Chemie, **55**, S. 1—33 und 63 bis 71.) *A.*

Verbrennungswärme von Silizium. *H. N. Potter* verbrannte Silizium, das frei von Karborundum war, in einem Kalorimeter, das aus zwei konzentrischen Bomben bestand, und fand 7595 Grammkalorien als Verbrennungswärme von 1 g Silizium. Daraus berechnete sich $28{,}4 \times 7595 = 215692$ Grammkalorien für 1 Grammäquivalent. (Electrochemical and metallurgical Industry 1907, S. 229.) *A.*

Motorwagen.

Gillet-Lehmann-Regler. (*von Eicken.*) Bekanntlich kommt die Gemischbildung im Spritzvergaser dadurch zustande, daß beim Saughube infolge Luftverdünnung im Ansaugrohr eine gewisse Menge Brennstoff aus dem Schwimmergehäuse durch eine im Vergaserraum sitzende Düse emporgetrieben wird. Hierbei zerstäubt der Brennstoff, und mischt sich mit dem den Vergaser durchstreichenden Luftstrom.

Nun ist aber je nach der Geschwindigkeit des Saughubes die Luftverdünnung im Ansaugrohr verschieden und zwar ist sie um so größer, je schneller der Saughub erfolgt, weil das Nachströmen der Luft in den Vergaser nicht so schnell geschieht, wie das Absaugen. Hieraus folgt, daß auch die Menge des durch die Düse angesaugten Brennstoffes mit der Geschwindigkeit des Motors wächst, und zwar schneller als die Luftgeschwindigkeit im Vergaser, so daß bei hoher Umdrehungsgeschwindigkeit des Motors ein bedeutend brennstoffreicheres Gemisch wie bei geringer Umdrehungszahl erzeugt wird.

Diesem Umstande tragen die verschiedenen Vergaserkonstruktionen dadurch Rechnung, daß sie bei höherer Umdrehungszahl des Motors den Zylindern außer dem Gemisch atmosphärische Luft zuführen. Die Regulierung dieser Luftzuführungsvorrichtung erfolgt teils von Hand, teils selbsttätig durch Zentrifugalregulator oder durch Schnarchventil. Die Handregulierung erfordert abergroße Aufmerksamkeit und eingehende Sachkenntnis und erreicht dennoch bei weitem nicht den Ausgleich, den eine selbsttätige Regulierung bewirken kann. Erfolgt letztere durch den Regulator, der auf Kolbenschieber, Drehschieber oder eine zweite Drosselklappe wirkt, so arbeitet sie meist richtig, versagt aber vollständig, wenn der Motor durch größere Beanspruchung in langsameren Gang kommt. Der Eintritt der Zusatzluft, der in diesem Falle ganz geschlossen sein sollte, ist geöffnet, was zur Folge hat, daß das Gemisch zu dünn wird und die Kraftentfaltung gerade im Augenblick der höchsten Beanspruchung vermindert. In dieser Hinsicht arbeiten die Schnarchventile, gleichviel, ob sie als Federventile oder als Kugelventile ausgebildet sind, richtiger, weil ihre Tätigkeit von der Ansauggeschwindigkeit abhängig gemacht ist. Ihre Schwäche besteht in dem Mangel an Empfindlichkeit den Schwankungen der Ansauggeschwindigkeit gegenüber, weil die Regulierung auch hier durch Bewegung maschineller Teile erfolgt, welche durch ihre Trägheit die Einwirkung der Drehschwankungen verzögern.

Der *Gillet-Lehmann*-Regler bezweckt ohne maschinelle Einrichtung, unabhängig von der Umdrehungszahl des Motors, ein stets gleichbleibendes Gemisch im Vergaser zu erzielen, indem er den Druckunterschied im Schwimmergehäuse und in der Düse so beeinflußt, daß die Austrittsgeschwindigkeit des Brennstoffes der Durchschnittsgeschwindigkeit der durch den Vergaser gehenden Luft proportional bleibt.

Die jeweilige Verminderung des Druckunterschiedes auf dasjenige Maß, welches für die richtige Zusammensetzung des Gemisches bei den verschiedenen Umlaufzahlen erforderlich ist, wird dadurch erreicht, daß der Regler nicht den vollen Druck der Atmosphäre auf die Brennstoffoberfläche im Schwimmergehäuse wirken läßt, sondern die Luft bei jedem Saughube zum Teil durch Absaugen aus dem oberen Teil des Schwimmergehäuses vermindert.

Das Absaugen geschieht mittels Rohrleitung, die zwischen der Saugleitung des Motors und dem Luftraum über dem Brennstoff im Schwimmergehäuse eingeschaltet ist.

Durch Einstellung des Reglers hat man es nun in der Hand, den Einfluß der Druckminderung in der Saugleitung auf den Druck im Schwimmergehäuse so zu regeln, daß die Aus-

trittsgeschwindigkeit des Brennstoffes aus der Düse bei wechselnder Umdrehungszahl des Motors der Luftgeschwindigkeit im Vergaser proportional bleibt.

In der Hauptsache besteht der Apparat (Fig. 1) aus dem bei *B* an das Schwimmergehäuse angeschlossenen Rohraufsatze *A*, von dem zwei Rohrleitungen *C* und *D* zur Saugleitung des Motors führen, und zwar ist die eine vor, und die andere hinter

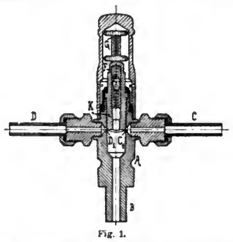


Fig. 1.

der Drossel angeschlossen. Beide Rohre können nun mittels des in die obere konische Bohrung des Rohraufsatzes *A* eingepaßten Hahnkükens *K*, dessen unteres Ende in Höhe der Rohröffnungen C_1 D_1 schräg abgeschnitten ist, ganz oder nur zum Teil abgeschlossen werden. Je nach Drehung des Hahnkükens ist man in der Lage, entweder der Luftverdünnung vor der Drossel, oder derjenigen hinter der Drossel, einen stärkeren Einfluß auf die Luftdruckregulierung im Schwimmergehäuse zu geben. Bei geöffneter Drossel ist die Druckminderung an beiden Stellen gleich, dagegen ist sie bei geschlossener Drossel hinter derselben, also zwischen ihr und den Zylindern, naturgemäß größer.

Das Hahnküken ist mit achsialer Bohrung versehen, die mit der Querbohrung *F* in Verbindung steht. Durch Herunterschrauben der Stellschraube *O* wird beim Einregulieren des Apparates die Zusatzluft vollständig abgeschlossen. Der Motor, welcher vor Abschluß der Zusatzluft angedreht wird, bleibt infolgedessen stehen, da jetzt kein Brennstoff mehr aus der Düse treten kann, denn im Vergaserraum sowie im Schwimmergehäuse herrscht jetzt gleicher Druck.

Durch allmähliches Lösen der Stellschraube *O* wird alsdann die Druckminderung so lange verringert, bis der Motor in gedrosseltem, nicht gedrosseltem, in belastetem und nicht belastetem Zustande gleich gut arbeitet. Die Druckminderung wird also durch Zulassung einer durch Stellschraube *O* regulierbaren Menge Außenluft auf das erforderliche Maß beschränkt.

Die regelnde Tätigkeit erstreckt sich daher nur auf den Uebertritt des Brennstoffes aus dem Schwimmergehäuse durch die Düse in den Vergaserraum.

Durch das hiermit erzielte, gleichmäßig richtige Mischungsverhältnis und der gleichmäßigen Verteilung des Brennstoffes in den einzelnen Zylinderfüllungen bei den verschiedenen Motorgeschwindigkeiten wird der Brennstoff derart ökonomisch ausgenutzt, daß sich erhebliche Ersparnisse erzielen lassen.

Aber nicht nur in den einzelnen Zylinderfüllungen sind die Mischverhältnisse stets gleich, sondern sogar bei den einzelnen Teilen dieser Füllungen, welche bei den verschiedenen Phasen des Kolbenhubes mit verschiedener Geschwindigkeit durch den Vergaser in den Zylinder einströmen. (Der Radmarkt und das Motorfahrzeug, 2. November 1907, S. 11—17.) *—h.*

Straßen- und Kleinbahnen.

Schutzvorrichtung an Straßenbahnwagen. (*Helbig.*) Die schaufelartig wirkende Fangvorrichtung besteht aus einem unmittelbar vor den Laufrädern angebrachten Fangkorb, dessen vorderer Abschluß durch eine zwischen den Seitenträgern des Fangkorbes lose hängende Kette gebildet wird. Auf die Kette sind keilförmige, mit Borsten versehene Glieder aufgereiht, die mit dem sich dahinter anschließenden festen Teil des Fangkorbes beweglich verbunden sind. Außerdem sind auf den vorderen Enden der Seitenträger über den Befestigungspunkten der Kette mäßig gewölbte Scheiben drehbar angeordnet, die mit einem schräg nach unten gerichteten Borstensatz in die Spurrinnen eingreifen, um ein Einklemmen von Körperteilen auch hier zu verhüten. Ein vorn unter der Plattform angebrachtes Tastgitter dient zur Steuerung des Fangkorbes der für gewöhnlich hochgeklappt ist.

Stößt ein vor dem Wagen zu Fall gekommener Körper gegen das Tastgitter, so wird der Fangkorb zwangläufig auf die Straßenoberfläche herabgesenkt. Hierbei legt sich die Kette mit ihren schmiegsamen Abschlußelementen, die sich den Unebenheiten der Straßenoberfläche völlig anpassen, in einem Bogen gleichmäßig auf das Profil derselben, wobei die Borstenkante der keilförmigen Glieder die Lücken zwischen den Pflastersteinen abdichten und sich unter den gefährdeten Körper schieben wird, ohne denselben zu verletzen.

Die Schutzvorrichtung ist von der *Dresdner Straßenbahn* während sechs Betriebsmonaten allwöchentlich einmal erprobt worden und hat hierbei die durch Puppen dargestellten Körper selbst von sehr unebener Straßenoberfläche zuverlässig aufgenommen. Auch ein Kind, sowie mehrere Tiere sind ohne Schaden zu nehmen, von dem Fangkorb aufgenommen und vor dem Ueberfahrenwerden bewahrt worden. (Deutsche Straßen- und Kleinbahnzeitung 1907, S. 804—805.) *Pr.*

Wasserbau.

Zur Bildung des Grundwassers. (*Graeber.*) Die bis in die neueste Zeit anerkannten Regeln über den Kreislauf des Wassers, die von *Pettenkofer* aufgestellt worden sind, und wonach das an der Oberfläche des Meeres verdunstende Wasser in Form von Regen auf die Erde gelangt, in sie eindringt und oberhalb einer undurchlässigen Schicht als Quelle zu Tage tritt, um wieder ins Meer zurückzugelangen, sind durch die Beobachtungen der neueren Forscher erschüttert worden. Schon *Volger* in Frankfurt hat in den achtziger Jahren die Ansicht vertreten, daß die Niederschläge allein im allgemeinen nicht ausreichen, um die großen Vorräte an Grundwasser, die sich überall vorfinden, immer neu zu ergänzen, und die Versuche von *Haedicke* haben in eingehender Weise den Nachweis dafür erbracht, daß die Bildung des Grundwassers weniger auf das Eindringen von *Niederschlagwasser* in die Erde als auf das Eindringen von *Wasserdampf* zurückgeführt werden muß. Die Verdunstung des Regenwassers auf der Erdoberfläche ist im allgemeinen viel größer, als man bisher angenommen hat, und andererseits der Teil der Niederschlagsmenge, der in den Untergrund eindringt und zur Vermehrung des Grundwassers beiträgt, viel geringer, als man bis jetzt geglaubt haben würde. Ein starker Gewitterregen dringt z. B. in sandigen, gut durchlässigen Boden nicht tiefer als 20 bis 25 cm ein und, wenn nicht neuer Regen nachfällt, so verdunstet das ganze Regenwasser wieder, ohne bis an den Grundwasserspiegel zu gelangen. Im Durchschnitt verdunstet im Jahr mehr Wasser als vom Himmel herabfällt.

Auf die Bildung und das Verhalten des Grundwasserspiegels hat demnach — regnerische, insbesondere an Dauerregen reiche Jahre und ganz besonders trockene Gegenden ausgenommen — die Niederschlagsmenge nur untergeordneten Einfluß. Prof. *Intze* ermittelte z. B., als er die Remscheider Talsperre baute, daß derselben im Monat März 1882 800630 cbm Wasser zugeführt worden sind, obgleich in der gleichen Zeit in dem ganzen Gebiet nur 762300 cbm an Niederschlag gefallen waren. Dabei ist die große Verdunstungsmenge noch nicht berücksichtigt.

Haedicke hat nun folgende Versuche gemacht: Er setzte einen mit kleinen Steinen gefüllten Teller in eine Grube dicht am Strande des Meeres und füllte diese mit dem heißen Dünen-

sand wieder auf. Am folgenden Tage befand sich trotz heißer, regenloser Zeit klares, salzfreies Wasser auf dem Teller. Eine 1,7 m tief eingegrabene, mit Rand und Ablauf versehene, gegen Regenfall geschützte Platte lieferte bei einem Versuch in Siegen stets Tropfwasser, wenn vor dem Regen die Luftfeuchtigkeit zunahm. Durch diese Versuche kann man die Annahme als nachgewiesen erachten, daß das Grundwasser durch Kondensation des mit der Luft in das Erdinnere eindringenden Wasserdampfes gebildet wird, und damit wird zugleich eine ganze Reihe von Erscheinungen aufgeklärt, für die man bis jetzt keine vernünftige Erklärung finden konnte. Daß z. B. das Steigen des Grundwasserspiegels vielfach vor dem Regenfall eintritt, erklärt sich daraus, daß vor dem Regen die Luft ganz besonders mit Wasserdampf gesättigt ist, und wie das Hygrometer schon vor dem Regen einen höheren Feuchtigkeitsgrad der Luft anzeigt, so tritt die Wasserbildung im Erdinnern durch die feuchtere Luft auch schon vorher ein, jedenfalls aber früher als die Abkühlung draußen zum Regenfall führt. Auch die bekannte Tatsache, daß dicht unterhalb der Spitze von Bergen besonders hohen Bergen, sich fast nie versagende Quellen vorfinden, sowie die Bildung von Hochseen, z. B. der sogenannten Meeraugen, läßt sich auf Grund dieser neueren Anschauung aufklären. Man hat bisher solche Wasserbildungen, die augenscheinlich auf die Speisung durch Niederschläge allein nicht zurückgeführt werden konnten, mit unterirdischen Wasserzuflüssen usw. in Verbindung gebracht. Daß dem nicht so zu sein braucht, beweist der Umstand, daß die Luft in diesen Höhen stark feucht ist und sofort nach ihrem Eindringen in die Spalten des Gesteins Wasser abgeben muß.

Durch die Beobachtungen *Haedickes* werden auch die Erwägungen, die bis jetzt bei der Anlage von Talsperren für Wasserversorgungs- und Kraftzwecke angestellt worden sind, wesentlich beeinflußt. Waren bis jetzt eigentlich nur der Umfang des Niederschlagsgebietes und die mittlere jährliche Niederschlagsmenge für die Schätzung der Ergiebigkeit einer Talsperre maßgebend, so wird man diese Berechnungen in Zukunft auf die mittlere Feuchtigkeit der Luft und auf die Aufnahmefähigkeit des Bodens für den Wasserdampf stützen müssen, wenn man zu Ergebnissen gelangen will, die den Tatsachen entsprechen. (Deutsche Bauzeitung 1907, S. 578—580.) *H.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraftanlage der Mc. Call Ferry Power Company am Susquehanna-Fluß. Dieses Kraftwerk, das im vollen Ausbau 135 000 PS Leistung liefern soll, ist nicht nur durch seine Größe, sondern auch durch den eigenartigen Vorgang, der bei seinem Bau eingeschlagen werden mußte, bemerkenswert. Der Fluß ist an der Stelle, wo das Kraftwerk errichtet worden ist, etwa 810 m breit, und sein Wasser wird durch einen die ganze Flußbreite abschließenden Damm aus Betonmauerwerk ohne Eisenverstärkungen angestaut, so daß selbst bei höchstem Wasserstand noch ein genügendes Gefälle gesichert wird. Der Staudamm liegt zum Teil auf einer Insel, die den Flußlauf in zwei Teile zerlegt. Beim Bau dieses Dammes ist nun zunächst der eine und dann der andere Arm durch einen Kofferdamm trocken gelegt worden und während dessen hat man auf dem steinigen Boden das Fundament des Staudammes aufgeführt; von dem eigentlichen Dammkörper sind aber nur Stücke von etwa 12 m Länge, zwischen denen ebenso weite Lücken freigelassen wurden, fertiggestellt worden, um nach Erbauung der einen Dammhälfte Raum zum Abfluß des Wassers darüber frei zu lassen, während die andere Hälfte errichtet wurde. Das Verbauen der Lücken wurde sodann mit Hilfe eines transportablen Schützens ausgeführt, der aus einem eisernen Gerüst und einer wasserdichten Plane besteht, die, von oben heruntergerollt, sich dicht gegen die Begrenzung der Dammlücke anlegt. Auf diese Weise war es möglich, die Oeffnungen des Dammes auf der ganzen Länge gleichmäßig vollzubauen, ohne einseitige Druckbeanspruchungen in den Kauf nehmen zu müssen. Die Verlängerung des Staudammes nach dem östlichen Ufer hin, bildet das ebenfalls aus Betonmauerwerk errichtete gegen Eis und schwimmende Baumstämme durch ein abgeschlossenes Vorbecken geschützte Turbinenhaus, in dem zehn Schächte für große und zwei für kleine Turbinen vorgesehen sind. Zurzeit sind zwei große Maschinengruppen aufgestellt: Doppel-*Francis*-Turbinen von je 13 500 PS Leistung bei etwa 16 m Höchstgefälle und 94 Umdrehungen i. d. Minute, sowie von 12 000 PS bei etwa 13 m Mindestgefälle, die 7500 KW-Drehstrommaschinen von 11 000 Volt Spannung, unmittelbar antreiben. Die Turbinen haben 3050 mm Laufraddurchm. und ihre senkrechten Wellen werden mit Oel geschmiert, das mit etwa 17,5 $^{kg}/_{qcm}$ Pressung zugeführt wird. Zur Erzeugung dieses Drucköles dient für jede Maschinengruppe eine besondere 50 pferdige Turbine oder ein Elektromotor; die Druckölanlage muß vor dem Anlassen der großen Maschinen in Gang gesetzt werden, um alle Schmierstellen mit Oel zu versorgen. Für Erregerzwecke dienen die beiden kleinen für je 1000 PS Leistung bemessenen Turbinengruppen, die Gleichstrom von 250 Volt bei 240 Umdrehungen i. d. Minute liefern. Die wirtschaftlichen Aussichten sind gerade für diese Wasserkraftanlage ganz besonders günstig, da sie an einer Stelle gelegen ist, von der aus Industrieorte wie Philadelphia, Baltimore, Wilmington, Harrisburg, York, Lancaster usw. verhältnismäßig leicht erreichbar sind. Man schätzt die gegenwärtig in diesen Orten erzeugte Dampfkraft auf 750000 PS, Gelegenheit zur Unterbringung der elektrischen Leistung des Kraftwerkes als Ersatz für Dampfanlagen oder als Ergänzung dafür, ist also selbst nach dem vollen Ausbau der Wasserkraftanlage reichlich geboten. (Engineering News 1907, Bd. II, S. 267—276.) *H.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Experimentaluntersuchungen über die Selbstinduktion in Nuten gebetteter Spulen bei hoher Frequenz. Von Dr.-Ing. *Hermann Niebuhr.* Mit 23 Abb. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geh. M. 1,60.

B. G. Teubners Sammlungen von Lehrbüchern *auf dem Gebiete der Mathematischen Wissenschaften mit Einschluß ihrer Anwendungen.* Band 26. *Horace Lamb*, Prof. der Mathematik a. d. Viktoria-Universität Manchester. *Lehrbuch der Hydrodynamik.* Deutsche autorisierte Ausgabe. (Nach der dritten englischen Auflage.) Besorgt von Dr. phil. *Johannes Friedel.* Mit 79 Abb. Leipzig und Berlin, 1907. B. G. Teubner. Preis geb. M. 20,—.

Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues Von *Friedrich Ruppert*, Oberingenieur. Mit 398 Abb. Berlin, 1907. Julius Springer. Preis geb. M. 6,—.

Monographien über chemisch-technische Fabrikationsmethoden. Band IV. Das Porzellan. Von Dr. *R. Dietz*, Privatdozent a. d. Technischen Hochschule zu Dresden. Halle a. S., 1907. Wilh. Knapp. Preis geh. M. 3,20.

Die Weltwirtschaft. Ein Jahr- und Lesebuch. Herausgegeben von *E. von Halle.* Zweiter Jahrgang 1907: Zweiter Teil Deutschland. Leipzig und Berlin, 1907. B. G. Teubner. Preis geh. M. 4,—.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 50. Berlin, 14. Dezember 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Transportanlagen des Getreide-Welt-Verkehrs.

Von **E. Lufft**, Regierungsbaumeister.

Der Uebergang vom Kleinbetrieb zum Großbetrieb im Getreideverkehr hat ebenso, wie man dies beim Verkehr aller anderen Güter feststellen konnte, besondere Maßnahmen nötig gemacht. Während man früher die kleinen Mengen, in welchen Getreide zur Verschiffung kam, mit denselben Hilfsmitteln beförderte oder lagerte, welche für andere Güter vorhanden waren, ist man dazu übergegangen, für Getreide besondere Lagerhäuser, Verschiffungsanlagen und Löschanlagen, ja sogar besondere Bahnwagen und Schiffe zu bauen. Hinsichtlich der Mittel, welche dazu dienen, den Verkehr mit Getreide möglichst wirtschaftlich zu gestalten, sind die Nordamerikaner, welchen auf diesem Gebiete eine vierzigjährige Erfahrung zu Gebote steht, vorbildlich gewesen. Sie besitzen insbesondere auf dem Wege, welcher von dem Getreide zwischen den Verschiffungsplätzen an den oberen Seen und den Löschplätzen am Erie-See zurückzulegen ist, ganz vortreffliche Einrichtungen, mit denen sie stündliche Leistungen erzielen, welche an keinem anderen Platze der Welt erreicht werden. Insbesondere durch die konsequente Ausschaltung des Sackes aus dem Getreideverkehr haben die Amerikaner volle wirtschaftliche Ausnutzung dieses Massentransportes erreicht.

Wenn man die einzelnen Transportwege des Weltverkehrs betrachtet, so findet sich der eben genannte Großbetrieb bald mehr, bald weniger vollkommen durchgeführt. Ein Beispiel dieses Verkehrs, bei welchem soviel wie noch nichts vom Zeitalter der Maschinen zu verspüren ist, bietet die Donau. Serbisches oder ungarisches Getreide kommt in großen Mengen die Donau herauf, wird in Säcken nach den Schlepps getragen, dort ausgeschüttet, um dann an den Verladeplätzen in Wien, Regensburg oder Passau wieder in Säcke gefaßt und so in die Lagerhäuser verbracht zu werden. Der Bedarf an Menschenmaterial zu diesem Transport ist erheblich und entsprechend groß sind die Kosten desselben. Sehr viel besser sind die Verhältnisse bei dem Getreide, welchem vom La Plata-Strom nach den europäischen Häfen geführt wird. In Argentinien wird zwar das Getreide noch heute zum größten Teil von den Stationen im Innern des Landes in Säcken nach den Hafenplätzen übergeführt; dort aber wird es von geräumigen und zeitgemäß eingerichteten Speichern aufgenommen und mit maschinellen Anlagen verschifft.

Fig. 1 Verschiffungsspeicher in Fort Williams, Canada.

Auf der größten Höhe der Entwicklung steht jedoch der Getreideverkehr zwischen den Vereinigten Staaten (auch Canada) und dem europäischen Festlande. Das Getreide kommt während des ganzen Transportweges in keinerlei Berührung mit dem Sack. Es wird schon in losem Zustande an den sogen. *Country*-Elevators angeführt und dort in Silos geschüttet, aus welchen es in freiem Fall und lose in die Bahnwagen läuft. Diese letzteren werden mit Dampfschaufeln in den sogen. Terminal-Elevators entleert, welche meist unmittelbar am Wasser liegen, so daß die Dampfer neben dem Speicher anlegen können.

Ist der betr. Dampfer nach einem europäischen Hafen mit maschineller Löschvorrichtung bestimmt, so wird das Getreide dort ebenfalls unter Ausschaltung der Menschenarbeit gelöscht und zur Einlagerung nach einem Hafenspeicher gebracht, von wo es dann später als Sackware weiter befördert wird.

Vielfach erfolgt jedoch die Löschung statt nach Speichern, nach Leichtern oder Flußkähnen und zwar ebenfalls in losem Zustande.

Diese Fahrzeuge gehen die Flüsse hinauf nach an denselben gelegenen Mühlen und werden mit Schiffselevatoren ausgebaggert. Auf diese Weise gelangt das Getreide, ohne je mit der Menschenhand als Sackware in Berührung zu kommen, von der Erzeugungsstelle bis zum Verwendungsort.

Auch dieser Transport ist noch nicht auf der vollen Höhe seiner Entwicklung angelangt, indem hauptsächlich die für rasches Be- und Entladen ungeeignete Bauart der Dampfer hindernd im Wege steht. Das Bestreben, besonders gebaute Dampfer für reinen Getreideverkehr zu besitzen, ist schon lange vorhanden. Solche Dampfer gibt es bereits auf den nordamerikanischen Binnenseen. Man wird dahin streben müssen, die Vervollkommnung des Getreidetransportes im Ueberseeverkehr genau so weit zu treiben, wie es die Amerikaner bei den nordamerikanischen Seen bereits seit einigen Jahren erreicht haben. In Duluth, Fort Williams und Porth Artur am Lake Superior stehen gewaltige Speicher (s. Fig. 1) unmittelbar an genügend tiefem Wasser für Dampfer, welche in Größen bis zu 12000 t gebaut werden. Diese Dampfer besitzen einen einzigen großen Laderaum, während die Maschinen- und

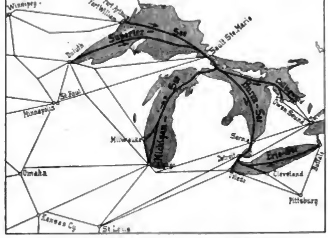


Fig. 2. Die Transportwege der Getreidefrachten auf den nordamerikanischen Seen.

Kesselanlage ganz hinten am Heck sich befindet. Das Deck ist auf seiner ganzen Länge abnehmbar, so daß bei der Beladung der ganze Schiffsraum offen liegt. Die Dampfer erreichen die Hafenorte am Eriesee (s. Fig. 2) nach etwa zwei- bis dreitägiger Fahrt und es erfolgt dort die Ausladung durch Schiffselevatoren von stündlich bis zu 400000 kg Leistung (Fig. 3). Da es nicht möglich ist, dem Fuße der Schiffselevatoren durch Menschenhand eine dieser Leistung entsprechende Menge zuzuführen, so ist auch hier die Maschine helfend eingetreten. Mit gewaltigen Dampfschaufeln, welche sich frei in den großen Schiffsräumen bewegen können und von denen jede durch zwei Mann gesteuert wird, wird die Frucht den Elevatorfüßen zugeführt.



Fig. 3. Schiffselevator in Detroit

Von den im Getreideweltverkehr in Betracht kommenden einzelnen Transportanlagen spielen eine ganz besondere Rolle die Verschiffungs- und Löschanlagen. Durch deren zweckmäßigen Bau und Einrichtung wird es ermöglicht, die Dampfer vorteilhaft auszunutzen und deren Liegezeit in den Häfen auf ein Minimum zu reduzieren. Die Firma *Amme, Giesecke & Konegen* in Braunschweig, welche auf dem Gebiete des Speicherbaues, so weit bekannt, bisher die größten von Deutschland ausgehenden Anlagen errichtet hat, hat auch auf diesem Gebiete des Transportes große Anlagen gebaut. Sie hat insbesondere vergangenes Jahr sowohl eine größere Verschiffungsanlage wie auch eine Löschanlage gebaut, die in ihrer Gegenüberstellung eine passende Illustration der für den Großverkehr in Getreide erforderlichen technischen Mittel ergeben und die deshalb im Nachstehenden näher beschrieben werden sollen.

(Fortsetzung folgt.)

Neuere Pumpen und Kompressoren.

Von Prof. **Fr. Freytag**, Chemnitz.

Die Neuerungen, welche Pumpen und Kompressoren (Vakuumpumpen) in den letzten Jahren erfahren haben, beziehen sich weniger auf durchgreifende Aenderungen in der Gesamtanordnung und in der Konstruktion der Einzelteile solcher Maschinen, als vielmehr auf eine sorgfältigere Ausbildung der letzteren; daneben sind kräftiger Aufbau bei gefälliger Formgebung, genaue Herstellung bei Verwendung zweckmäßiger Baustoffe, Anpassung an moderne Betriebsarten und dergl. als weitere Verbesserungen anzuführen.

Um ohne Störungen arbeiten und Versuche aller Art anstellen zu können, sind Umlauf-, Ablaß-, Sicherheitsbezw. Meßeinrichtungen vorgesehen, auch selbsttätig und sicher wirkende Schmiervorrichtungen (Ringschmierlager) zumeist anzutreffen. Eine erfreuliche Einheitlichkeit in der Bauart der Steuerorgane macht sich bei Kolbenpumpen und Kompressoren immer mehr bemerkbar; freispielende, möglichst leicht gehaltene Ringventile oder aber selbstfedernde Stahlplatten finden jetzt fast ausschließlich Verwendung.

Ein großes Absatzgebiet haben die Zentrifugalpumpen erobert, die in der Ausnutzung der Energie erfolgreich mit den Kolbenpumpen wetteifern können, seitdem es gelungen ist, durch sorgfältigere Herstellung wie auch durch richtige Schaufelformen — infolge Erkenntnis der Vorgänge im Innern dieser Pumpen — den Gesamtwirkungsgrad derselben immer günstiger zu erhalten.

Zentrifugalpumpen älterer Bauart finden vornehmlich

zur Förderung großer Wassermengen auf geringe Höhen Anwendung; hierbei fallen, da es sich meist um verhältnismäßig geringe Austrittsgeschwindigkeiten handelt, die Verluste durch Wirbelung und Wasserreibung, die mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachsen, weniger ins Gewicht.

Bei Zentrifugalpumpen für größere Förderhöhen dagegen ist man bemüht, die der Flüssigkeit beim Austritt aus dem Rade innewohnende Geschwindigkeitsenergie in Druck umzuwandeln. Dies geschieht für Druckhöhen bis etwa 25 m durch Verwendung eines spiralförmigen Gehäuses mit anschließendem, kegelförmig zulaufendem Stutzen, während für noch größere Druckhöhen besondere Leitschaufeln angeordnet werden. Heute stehen Zentrifugalpumpen mit Förderhöhen bis zu 750 m in anstandslosem Betrieb. Solche Pumpen bestehen aus mehreren hintereinander geschalteten Einzelpumpen; sie werden als Hochdruck-Zentrifugalpumpen oder, da sie nach dem bei Tur-

Besteller	Pumpe					Motor	
	Fördermenge cbm/Min	Förderhöhe m	Minutliche Umlaufzahl	Kraftbedarf PS	Verwendungszweck	Stromart	Spannung Volt
1905							
A.-G. Schalker Gruben- und Hüttenverein	9,6	22,5	1450	66	Kühlung von Gasmotoren	Drehstrom	5000
	9,6	22,5	1450	66		„	5000
Bergwerksgesellschaft „Hibernia"	2,5	670	1460	550	Wasserhaltung	„	5000
Gesamtbergamt Obernkirchen	5,0	59	1440	90	„	„	500
	3,1	95	1440	90	„	„	500
	3,1	95	1440	90	„	„	500
Escher Wyß & Co., Zürich	9,0	60	960	162	Wasserversorgung	–	—
Rombacher Hüttenwerke	12,0	46	1450	164	Wasserversorgung	„	5000
	12,0	46	1450	164		„	5000
	12,0	46	1450	164		„	5000
	12,0	46	1450	164		„	5000
Essener Steinkohlenbergwerke A.-G.	3,0	105	1450	97,5	Wasserhaltung	„	5000
	1,0	228	2850	74,5	Pumpe f. Schlammversatz	„	500
A.-G. Schalker Gruben- und Hüttenverein	15,0	45	1450	200	Wasserversorgung	„	5000
	15,0	45	1450	200		„	5000
Rheinische Stahlwerke	8,3	31,5	1210	78,5	„	Gleichstrom	500
1906							
Georgs Marien Bergwerks- und Hütten-Verein A.-G.	2,0	747	2860	462	Wasserhaltung	Drehstrom	2000
	2,0	747	2860	462		„	2000
Gewerkschaft Gottfr. Wilhelm, Kupferdreh	2,5	242	1450	192	Abteufpumpe	„	1000
	2,5	242	1450	192	„	„	1000
Städt. Wasser- u. Lichtwerke, Barmen	3,9	84,5	1450	99	Pumpen für städt. Wasserwerk	„	5000
	3,9	84,5	1450	99		„	5000
Escher Wyß & Co., Zürich	9	60	960	162	Wasserversorgung	„	—
Hugo Stinnes, Mühlheim (Ruhr)	6,0	265	1460	480	Wasserhaltung	„	5000
Gelsenkirchner Bergwerks-A.-G.	3,9	510	1460	610	„	„	5000
Bergwerksgesellschaft „Hibernia"	3,0	670	1460	640	„	„	5000
Fr. Krupp A.-G.	18,0	52	960	270	Hafenpumpwerk	Gleichstrom	5000
Escher Wyß & Co., für die Stadt Düsseldorf	2,0	110	1450	70,5	Pumpen für Druckwasseranlage	—	—
	2,0	110	1450	70,5			—
	2,0	110	1450	70,5			—
Rombacher Hüttenwerke A.-G.	12,0	46	1450	164	Wasserversorgung	Drehstrom	5000
Fr. Krupp A.-G.	2,0	556	1460	384	Wasserhaltung	„	5000
	2,0	556	1460	384		„	5000
Gelsenkirchener Bergwerk A.-G.	4,0	130	1450	161	„	„	5000
Rombacher Hüttenwerke A.-G.	12,0	46	1450	164	Wasserversorgung	„	5000
	12,0	46	1450	164		„	5000
	12,0	46	1450	164		„	5000
1907							
Bergwerksgesellschaft „Hibernia"	1,05	115	1440	45	Wasserhaltung	„	1000
Stadt Homburg	4,0	67	1460	100	Wasserwerk	„	5000
	4,0	67	1460	100		„	5000
Wasserwerk Dortmund	4,4	75	1100	105	„	„	—
Wasserwerk für das nördl. westf. Kohlenrevier	27,5	12	500	99	„	„	—
Harpener Bergbau A.-G.	3,0	460	1470	438	Wasserhaltung	„	5000

99*

binen üblichen Verfahren wenn auch im umgekehrten Sinne arbeiten, als Turbinenpumpen bezeichnet.[1])

Die wichtigsten Verbesserungen, die in den letzten Jahren an Zentrifugalpumpen getroffen wurden, beziehen sich, was zunächst den Wirkungsgrad derselben anbetrifft, auf vollendetere mechanische Herstellung, sorgfältigere Ermittlung der Schaufelformen, Radgeschwindigkeiten, Durchflußquerschnitte für in Betracht kommende Fördermengen und Förderhöhen als bisher, sodann auf Beseitigung der insbesondere bei mehrstufigen Pumpen infolge der Flüssigkeitsströmung auftretenden Achsialdrücke, die häufig Betriebsstörungen verursachten.

Die Verfahren, nach denen man diese Achsialdrücke aufzuheben oder unschädlich zu machen sucht, bilden neben der Art der Wasserführung usw. das Hauptunterschiedsmerkmal der heute in fast allen Industriezweigen anzutreffenden Zentrifugalpumpen. Ihre Vorzüge, den Kolbenpumpen gegenüber, die erst mit dem siegreichen Vordringen des Elektromotors volle Würdigung fanden, haben eine große Zahl von Firmen des In- und Auslandes veranlaßt, den Bau solcher Pumpen aufzunehmen; ihre immer mehr zunehmende Verwendung — insbesondere zur Förderung großer Wassermengen auf beträchtliche Höhen — geht aus der vorhergehenden Tabelle, in der die seit dem Jahre 1905 von der *„Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwarzkopff"* gebauten Zentrifugalpumpen — jedoch nur solche von über 50 PS Kraftbedarf — aufgeführt sind, genügend hervor.

Nachstehend sollen bemerkenswerte Ausführungen von Zentrifugalpumpen zunächst besprochen werden, worauf Angaben über andere Pumpenarten, darnach über Kompressoren (Vakuumpumpen) folgen.

A. Pumpen.

1. *Zentrifugalpumpen (Kreiselpumpen).*

Von den verschiedenen Systemen verdient die Turbinenpumpe der Maschinenfabrik *Gebr. Sulzer* in Winterthur wegen der Zahl und Größe der Ausführungen an erster Stelle genannt zu werden.

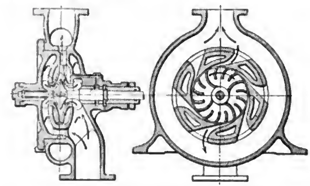


Fig. 1. Einstufige Turbinenpumpe von Gebr. Sulzer.

Fig. 1 zeigt eine sog. *einstufige* Turbinenpumpe der genannten Firma für Förderhöhen bis etwa 160 m mit nur einem einzigen Laufrade, das, mit *vorwärts* gekrümmten Schaufeln versehen, von einem im Deckel befestigten Leitrade umgeben ist. Sowohl im Deckel wie im Gehäuse sind konzentrische Saugräume *f* angeordnet, die durch Oeffnungen im Leitrade miteinander in Verbindung stehen, um symmetrischen Eintritt der Flüssigkeit in die Laufradflügel zu ermöglichen. Das Leitrad hat spiralförmig erweiterte Kanäle, die den Austritt der Flüssigkeit aus dem

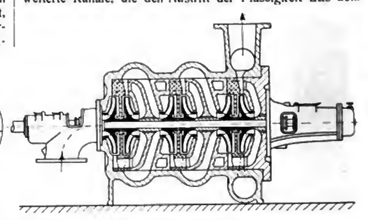


Fig. 2. Sechsstufige Turbinenpumpe von Gebr. Sulzer.

Laufrade in den konzentrischen Druckraum des Gehäuses gestatten. Diese Leitkanäle sind auf der dem Deckel zugekehrten Seite offen, so daß ihr seitlicher Abschluß durch den letzteren selbst erfolgt. Die innere Wand des rohrförmigen Druckraumes des Pumpengehäuses ist an den Stellen der Leitkanäle durchbrochen, um dem Wasser freien Durchgang zu gestatten. Die Welle ruht auf der Pumpendeckelseite in einem geschlossenen, auf der Antriebseite in einem offenen Lager, welches letztere durch Wasserabschluß gegen Lufteintritt geschützt ist. (Die Lagerung der Welle auf beiden Seiten der Pumpe, wie sie Fig. 1 angibt, ist in neuerer Zeit wesentlich verbessert worden.) Größere Förderhöhen können durch die *Anordnung mehrerer Laufräder* hintereinander auf gemeinsamer Welle mit zugehörigen, die Laufräder umschließenden Leitapparater erreicht werden.

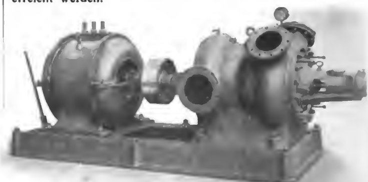


Fig. 3. Wechselstufige Zentrifugalpumpe mit elektromotorischem Antrieb von Gebr. Sulzer.

Die Flüssigkeit wird bei solchen mehrstufigen Pumpen im ersten Laufrade mit Leitapparat auf die der Umlaufzahl entsprechende Pressung bezw. Förderhöhe gebracht, tritt dann in das zweite Laufrad und verläßt den Leitapparat desselben mit der doppelten Pressung; vom zweiten Rade geht sie in gleicher Weise durch ein drittes bezw. viertes oder *n*-tes Laufrad mit Leitapparat, so daß die Endpressung oder die Gesamtförderhöhe das zwei-, drei-, vier- oder *n*-fache der Förderhöhe des einfachen Laufrades beträgt. Hierbei ist der Gesamtwirkungsgrad nicht etwa gleich dem Produkt aus den Wirkungsgraden der einzelnen Stufen, sondern, da jedes Rad die ihm zukommende Förderhöhe mit einem gewissen, bei gleich konstruierten Rädern auch immer bei gleichem Wirkungsgrade überwindet, für die

[1]) Die erste Turbinenpumpe (Hochdruck-Zentrifugalpumpe) wurde im Jahre 1896 von *Gebr. Sulzer* in Winterthur auf der Schweizerischen Nationalausstellung in Genf vorgeführt (vergl. „Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ingenieure 1905, S. 826).

Gesamtförderhöhe auch gleich demjenigen der einzelnen Stufen.

Bei der in Fig. 2 dargestellten *sechsstufigen Turbinenpumpe* (Ausführung nach D. R. P. No. 157 979) der *Gebr.*



Fig. 4. Laufräder wechselstufiger Zentrifugalpumpen von Gebr. Sulzer.

Sulzer besteht das Pumpengehäuse aus 'sechs ringförmigen Druckräumen, an 'deren letzten der Druckstutzen angeschlossen ist. Der Saugstutzen ist auf der linken Seite



Fig. 5. Auseinandergelegte innere Teile einer mehrstufigen Zentrifugalpumpe von Gebr. Sulzer.

Bei der mit einem Drehstrommotor direkt gekuppelten und auf gemeinsamer Grundplatte mit diesem aufgebauten Pumpe (Fig. 3), ist der Saugstutzen an den als Ringraum ausgebildeten Saugraum angegossen. Zur Verbindung zwischen Pumpe und Elektromotor dient eine elastische Kupplung bekannter Bauart, deren eine Hälfte Bolzen trägt, während die andere Hälfte mit entsprechenden Bohrungen, die mit Gummihüllen ausgefüttert sind, versehen ist.

Die auf die Welle aufgekeilten sechs Laufräder (Fig. 2) sind paarweise so angeordnet, daß sich die seitlichen Druckkräfte fast aufheben. Dies bedingt, daß zum vollkommenen Druckausgleich nur eine gerade Anzahl von Rädern verwendet werden kann. (In neuerer Zeit haben *Gebr. Sulzer* diese paarweise Anordnung der Laufräder bei verschiedenen Pumpengrößen aufgegeben.) Je zwei Laufräder sind konzentrisch von einem doppelten Leitapparate umgeben, in welchem sich die spiralförmig begrenzten Leitkanäle und die Durchflußöffnungen befinden. Der rohrförmige Querschnitt des Saugstutzens geht vor dem ersten Laufrade in einen ringförmigen Saugraum über, um der Flüssigkeit einen gleichmäßigen Eintritt in das erstere zu gestatten. Zwischen je zwei Laufräderpaaren befindet sich ein die Ueberströmräume enthaltendes Zwischenstück, während der Saugraum für das sechste Laufrad im Deckel angeordnet ist.

Die Einzelteile der *Sulzer*-Hochdruck-Zentrifugalpumpen sind aus Fig. 4 bis 6 zu ersehen.

Fig. 4 zeigt die auf die Welle aufgekeilten Laufräder, Fig. 5 die inneren Teile einer Pumpe für sich und Fig. 6 dieselben Teile, wie sie in das Gehäuse hineingeschoben werden.

Nach Angabe von *Gebr. Sulzer* sollen sich mittels der von ihnen gebauten Turbinenpumpen Wirkungsgrade bis 80 v. H. und bei besonders günstigen Verhältnissen zwischen Wassermenge und Förderhöhe noch solche über 80 v. H. erreichen lassen.

An ausgeführten Wasserhaltungsanlagen in Horcajo (Spanien) vorgenommene Versuche ergaben die Richtigkeit



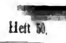
Fig. 6. Zusammengebaute innere Teile einer mehrstufigen Zentrifugalpumpe von Gebr. Sulzer.

des Pumpengehäuses befestigt, während dasselbe auf der anderen Seite durch einen Deckel abgeschlossen ist.

Die Pumpenwelle führt sich auf der durchgehenden Seite im Saugstutzen, auf der anderen Seite in einem am Deckel befestigten Support.

dieser Behauptung und zeigten ferner, daß der Wirkungsgrad einer dort aufgestellten Zentrifugalpumpe auch nach fünfjährigem Betriebe derselben noch unverändert geblieben war.

(Fortsetzung folgt.)



Versuche über Torsion rechteckig-prismatischer Stäbe.

Von **August Hempelmann**, Diplomingenieur.

(Fortsetzung von S. 774 d. Bd.)

Die Versuche.

A. *Frühere Versuche.*

Unter den bisher angestellten Versuchen über Torsion sind zunächst diejenigen von *Bauschinger*[14]) zu erwähnen. Derselbe hat die von *de Saint-Venant* herrührende Formel

$$D = x \cdot \frac{M}{G} \cdot \frac{J_p}{F^4}, \text{ }^{15)}$$

welche mit der Formel S. 3 identisch ist, nachgeprüft und eine ziemlich gute Uebereinstimmung erhalten. In der *de Saint-Venant*schen Formel bezeichnet J_p das polare Trägheitsmoment und F den Flächeninhalt des Querschnittes; x ist ein Zahlenwert, den *de Saint-Venant* für die verschiedenen Querschnitte verschieden angibt. Alle Werte nähern sich mehr oder weniger der Zahl 40, weßhalb *Saint-Venant* diesen Wert als Durchschnittswert vorschlägt. Die Versuche *Bauschinger*s haben den Nachteil, daß Gußeisen als Versuchsmaterial verwandt wurde, denn dieses Material ändert bekanntlich mit der Inanspruchnahme den Elastizitätsmodul sowie den Gleitmodul.

Zur Ermittelung der Spannungsverteilung sind ferner eine große Anzahl von Versuchen von *v. Bach*[16]) durchgeführt worden. Bei den meisten dieser Versuche wurde auch Gußeisen als Versuchsmaterial benutzt. Das Verdrehungsmoment wurde bei diesen Versuchen soweit gesteigert, bis der Probestab zum Bruch kam. Ein Nachteil liegt bei dieser Methode darin, daß sich bei Beanspruchungen über die Proportionalitätsgrenze die elastischen Eigenschaften des Versuchsstabes — oft wesentlich — ändern. Erst in jüngster Zeit ist dieses durch eine große Zahl von Versuchen des Amerikaners *Hancock*[17]) erhärtet worden.

Prandtl[18]) hat einen interessanten Zusammenhang der Verdrehungsspannungen mit einer gleichmäßig gespannten Membran, die den Querschnittsumriß zur Randkurve hat und eine gleichförmig verteilte, zur Randkurve senkrecht stehende Belastung erträgt, gefunden. Auf Grund dieser Beziehung sind von *Anthes*[19]) Versuche zur Ermittlung der Spannungsverteilung bei Torsion von Stäben gemacht worden. Diese Versuchsmethode ermöglicht, bei genügender Annäherung die Spannungsverteilung und die Formänderung bei Verdrehungsbelastung für verschiedene Querschnitte zu ermitteln.

B. *Arbeitsplan.*

Nach der Formel S. 772 folgt, wenn zur Abkürzung

$$\frac{b^2 + c^2}{b^3 \cdot c^3} = Q$$

gesetzt wird, für den Zahlenfaktor C der Ausdruck

$$C = \frac{D}{M} \cdot \frac{G}{Q}.$$

Von den auf der rechten Seite dieser Gleichung stehenden Größen liefert der Torsionsversuch den Quotienten $\frac{D}{M}$, d. i. die Drehung der Längeneinheit des Stabes durch die Einheit des Torsionsmomentes gemessen im Bogenmaß.

G findet sich aus der *Poisson*schen Gleichung

$$G = \frac{1}{2} \cdot \frac{m}{m+1} E,$$

wenn E und m bekannt sind. Während E für jeden Stab besonders bestimmt wurde, war für m zunächst die Benutzung der von *Wertheim* gefundenen Durchschnittszahl $m = \frac{10}{3}$, angenommen. Die im Laufe der Arbeit aufgetauchten Zweifel an der Richtigkeit dieser Zahl veranlaßten mich jedoch durch Torsionsversuche mit Rundstäben diesen Wert zu kontrollieren und zu berichtigen.

Die Querschnittsfunktion Q wurde für jeden Stab als Mittelwert durch möglichst genaue Messung der Rechteckseiten bestimmt.

C. *Der Versuchsapparat.*

Es galt zunächst einen Apparat zu konstruieren, der in möglichst vollkommener und einwandfreier Weise die *Aenderung des Drallwinkels mit dem Verdrehungsmoment* unmittelbar anzeigte. Bei Durchführung der Versuche wurde großer Wert auf die Erzielung möglichst genauer Ergebnisse gelegt. In erster Linie erschien es daher notwendig, von dem Versuchsstab jede andere als die Torsionsbelastung fern zu halten. Da dieses schwer durchführbar ist, wenn der Stab an den beiden Enden in festen Lagern liegt, so wurde nach folgender, von *Professor E. Brauer gegebenen Grundidee*, der in den Fig. 2—7 dargestellte Versuchsapparat konstruiert.

Wird ein aus drei Stäben zusammengesetzter Körper (Fig. 2) in den Punkten $A' A''$ unterstützt und in den Punkten $B' B''$ durch die gleichen Kräfte P' und P'' belastet, so wirkt auf jeden der beiden Arme $A' B'$ und $A'' B''$ ein Kräftepaar. Diese Kräftepaare sind einander gleich, aber entgegengesetzt gerichtet und stehen durch die Torsionsfestigkeit des Verbindungsstabes im Gleichgewicht. Dieser wird also durch ein reines Torsions-

---

[14]) *Bauschinger*, „Experimentelle Prüfung der neueren Formel für die Torsion prismatischer Körper". Zivilingenieur 1881, S. 117 u. folg.

[15]) *de Saint-Venant*, Comptes rendus 1879 S. 142 und folg.

[16]) *Bach*, Zeitschr. d. Ver. Deutch. Ing. 1889, S. 140 u. folg.
do. 1895, S. 854 „
do. 1897, S. 80 „
do. 1906, S. 481 „
sowie *Bach*, „Elastizität und Festigkeit", 5. Aufl., S. 328 „

[17]) *Hancock*, „Einfluß des wechselweisen Verdrehens auf die elastischen Eigenschaften von Metallen". D. p. J. 1906, S. 646 u. folg. Siehe auch die mit Einzel- und kombinierten Kraftwirkungen unternommenen Versuche von *J. J. Guest* (Philosophical Magazine and Journal of Science [Fifth Series] 1900, S. 69 u. folg.) mit hohlen Rundstäben (Röhren) und von *W. A. Scoble* (Phil. Mag. [Fifth Series] 1906, S. 533 u. folg.) mit Stahlrundstäben, welche Versuche lediglich den Zweck haben nachzuweisen, daß der Beginn von elastischen Nachwirkungen ein zuverlässiges Erkennungszeichen für die Messung der Proportionalitätsgrenze ist, daß also bei einem bestimmten Werte der elastischen Schubkraft die elastische Nachwirkung eintritt.

[18]) *Prandtl*, „Zur Torsion von prismatischen Stäben", Physikalische Zeitschrift 1902/03, S. 758, sowie *Prandtl*, „Eine neue Darstellung der Torsionsspannungen bei prismatischen Stäben von beliebigem Querschnitt". Jahresbericht d. deutschen mathem. Ver. 13. Band, 1904, S. 31 und folg. (Siehe auch Zitat S. 3, Anm. 5).

[19]) *Anthes*, „Versuchsmethode zur Ermittlung der Spannungsverteilung bei Torsion prismatischer Stäbe". D. p. J. 1906, S. 342 und folg.

moment von bekannter Größe beansprucht und kann sonach als Versuchsstab dienen.

Fig. 3 zeigt schematisch die Anordnung des Apparates, Fig. 4 gibt ein Gesamtbild, einige Einzelheiten zeigen Fig. 5—7. Auf dem Gestell G pendeln die beiden Doppelhebel HH; zwischen diesen Hebeln ist der Versuchsstab S befestigt. Die gehärtete Schraubenspitze B' (Fig. 5 u. 6) der einen Hebelseite ruht in einem ebenfalls harten Körnerloch, während die entsprechende Schraube B'' des anderen Doppelhebels sich in einer Winkelrinne frei bewegen kann. Die Gehänge D ruhen ebenfalls in gehärteten Schraubenspitzen A', A'' und Körnern.

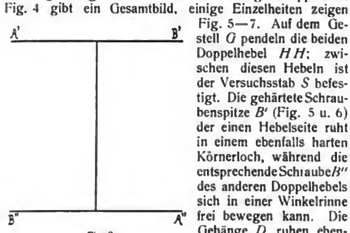


Fig. 2.

An dem Versuchsstabe selbst sind in einem bestimmten Abstand zwei Zeigerhebel (Fig. 4 und 7) befestigt, welche an ihren Enden mit einer Skala versehen sind, um den gegenseitigen Ausschlag messen zu können. Das Eigengewicht des Apparates hat nur Einfluß auf die Nullstellung; eine tatsächliche Beeinflussung der Resultate findet also nicht statt. Die kleine Initialspannung ist hier eher vorteilhaft als nachteilig wie bei den meisten Festigkeitsversuchen; sie besteht teils in Torsion, teils in Biegung durch das Stab-

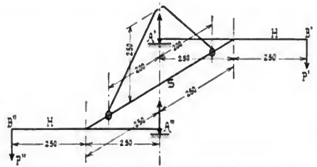


Fig. 3. Schematische Skizze des Versuchsapparates.

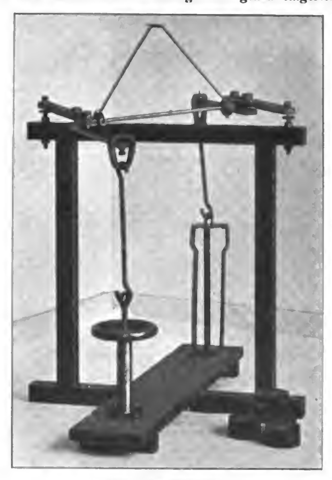
gewicht. Die später hinzukommende Belastung durch Gewichte erzeugt sonach *reine Torsionsmomente.* Die Einspannungsstellen des Stabes sind bei der Messung ohne Einfluß, weil die Zeiger in einer gewissen Entfernung davon befestigt sind.

Die Belastung geschieht in der Weise, daß auf der einen Seite eine Schale mit den dazu passenden Gewichten als Meßkraft P' (Fig. 3) eingehängt wird, auf der anderen Seite stellt die gleich große Spannkraft P'' einer geführten Schraube mit Handradmutter (Fig. 4) das Gleichgewicht her. Der Stab wird beansprucht durch das Kräftepaar $P' . A'B'$, wobei vorausgesetzt ist, daß die infolge der Elastizität des Versuchsstabes entstehende Neigung der beiden Hebel klein genug ist, um vernachlässigt werden zu dürfen, eine Bedingung, die stets erfüllt wurde.

Die Befestigung der Zeiger an den Stab und die Schrauben zur genauen gegenseitigen Einstellung zeigt Fig. 7. Die Hebelabmessungen selbst sind so gewählt, daß sie die Berechnung des Dralls, d. h. der Verdrehung f. d. Längeneinheit möglichst vereinfachen. Die Versuchswerte waren durch 250 zu dividieren, um den Drallwinkel für die Länge $s = 400$ zu erhalten (Fig. 3). Somit fand sich der Drall nach folgendem Rechnungsschema:

$$D = \frac{\text{abgelesener Versuchswert}}{250 \cdot 400} = \frac{\Delta}{100\,000}.$$

Der Versuchsstab wurde zunächst mit dem einen Ende in einem Doppelhebel (H, H) genau festgespannt, sodann setzte man die beiden Zeiger auf und stellte dieselben roh ein. Jetzt konnte auch das andere Ende des Probestabes in dem anderen Hebel befestigt und genau eingestellt


Fig. 4. Versuchsapparat.

werden. Die exakte Einstellung der Zeiger wurde vorgenommen, sobald der Apparat auf dem Gestell pendelte. Nach Einhängung des Gehänges und der Haken war zunächst der Anfangszustand auf der Zeigerskala abzulesen,

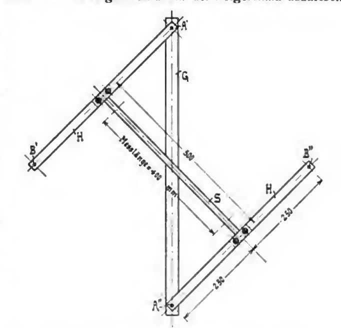


Fig. 5. Ansicht von oben.

dann konnte die Gewichtsschale eingehängt werden. Die Schale selbst wog genau 2 kg entsprechend einem Anfangsverdrehungsmoment von 1000 mmkg; die weitere Belastung geschah durch runde, 1 und 2 kg schwere, geeichte Gußstücke, welche in die Schale paßten (Fig. 4).

Die jeweilige Mehrbelastung um 1 kg ergab eine Erhöhung des Torsionsmomentes um 500 mm/kg. Um eventuelle, elastische Nachwirkungen in Betracht ziehen zu können,

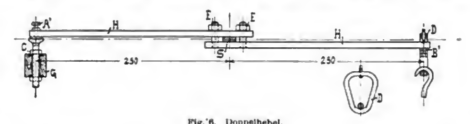


Fig. 6. Doppelhebel.

wurde jeder Belastungszustand längere Zeit — bisweilen mehrere Stunden — beibehalten. Die Versuche selbst fanden zu verschiedenen Jahreszeiten aber nicht sehr verschiedenen Temperaturen (10° bis 30°) statt. Elastische Nachwirkungen waren kaum vorhanden.

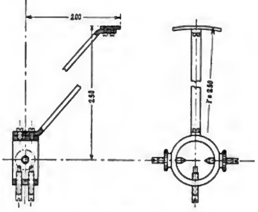


Fig. 7. Zeiger.

D. *Das Versuchsmaterial.*

Für die Versuchszwecke wurden acht bearbeitete und acht unbearbeitete Stäbe aus einem guten, möglichst homogenen Flußeisenmaterial ausgewählt (Fig. 8). Tab. 1 gibt eine Aufstellung der Probestäbe, ihrer Bezeichnung in den folgenden Ausführungen und Tabellen, sowie ihrer Querschnittsgröße. An bearbeiteten Stäben waren 6 Stück von rechteckigem und 2 Stück von quadratischem Querschnitt, an unbearbeiteten Stäben 4 Stück von rechteckigem und je 2 Stück von quadratischem und kreisförmigem Querschnitt gewählt worden. Die Wahl von zwei runden Stäben (*G* und *H*) wird aus den späteren Ausführungen ersichtlich werden. Um einen Fehler in den Hebelarmen zu vermeiden, wurden sowohl die Probestäbe in dem Abstand von 500 mm als auch die Mitten der Doppelhebel mit einer kleinen Bohrung versehen zum Einstecken eines Paßstiftes. Ein genaues Einspannen wurde dadurch erzielt, daß die diagonalen Entfernungen $A'A'' = B'B''$ des Apparates (s. Fig. 5) genau gemessen wurden.

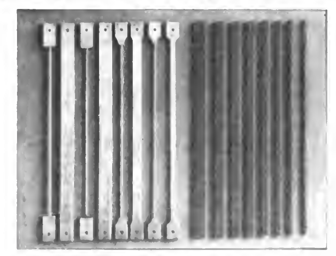


Fig. 8. Probestäbe.

Tabelle 1.

	Anzahl	Querschnitt mm	Bezeichnung
Bearbeitete Stäbe	2 Stück	30 × 13,5	Ia und Ib
	2 Stück	30 × 10	IIa und IIb
	2 Stück	20 × 10	IIIa und IIIb
	2 Stück	10 × 10	IVa und IVb
Unbearbeitete Stäbe	1 Stück	30 × 10	*A*
	1 Stück	24 × 11,8	*B*
	1 Stück	21,5 × 10	*C*
	1 Stück	17,8 × 12	*D*
	1 Stück	15 × 15	*E*
	1 Stück	12 × 12	*F*
	1 Stück	Φ = 15	*G*
	1 Stück	Φ = 11,2	*H*

(Fortsetzung folgt.)

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke.

Von Dipl.-Ing. **C. Michenfelder.**

(Schluß von S. 778 d. Bd.)

Mit Bezug auf die für eine günstige Bedienbarkeit zweckmäßige Ausgestaltung zeigt der nach Fig. 20 ausgeführte moderne Gießkran zwei nicht unerhebliche Fortschritte, auf deren Anwendung gleichfalls patentamtlicher Schutz ruht (D. R. P. No. 179630 u. D. R. G. M. 279924). Zunächst ist der Führerkorb in der ersichtlichen Weise als ein neben der Katzenbahn vollkommen selbständig fahrbarer Teil ausgebildet, wodurch es dem Kranführer ermöglicht ist, das Ein- und Ausgießen des flüssigen Materials von der für ihn jeweilig günstigsten Stellung aus zu

beobachten und zu regeln und sich außerdem der Einwirkung der ausstrahlenden Hitze nach Erfordern leicht zu entziehen. Ferner ist bei ihm die Lage des Kipphakens auch in Richtung quer zu den Hauptträgern mit Hilfe eines Spindeltriebwerkes verstellbar, damit die

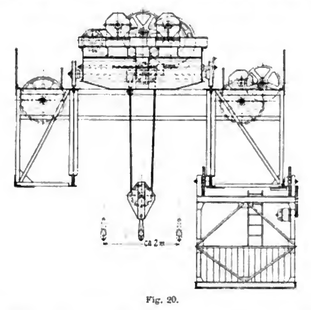


Fig. 20.

Schnauze der Gießpfanne für jede Stellung des Führers sicher in dessen Gesichtsfeld gebracht werden kann (u. a. beim Beschicken des Ofens mit flüssigem Eisen).

Zeichnet sich schon dieser Gießkran außerdem durch seine nicht unbeträchtliche Größe aus: 50 t Tragkraft bei fast 24 m Spannweite, so wird er hierin noch bedeutend übertroffen durch die nach Fig. 21 mehrfach geschaffene Gießkranausführung für 80 t und 24 m Spannweite.

Vorteilhaft abweichend von den bisherigen Konstruktionen ist bei letzteren u. a. die breite, über die Kranträger hinausragende Form des dadurch gegen ein eventl. Kippen oder Abgehobenwerden gut gesicherten Führungsgerüstes, die sich wegen der zweckmäßigen Forderung einer auf den Hauptträger-Untergurten unabhängig laufenden Nebenwinde ergab, deren Lasthaken außer zum Pfannenkippen nach beiden Seiten hin somit auch zu ganz beliebigen Versatzarbeiten verwendbar ist. Es sei gerade auf diesen Umstand nochmals als auf eine in der Laufkrantype auch für Spezialkrane begründete vorteilhafte Eigenschaft hingewiesen, welche die Nützlichkeit und die Rentabilität einer Gießkrananlage natürlich wesentlich zu erhöhen vermag. Wenn auch bei den zuletzt besprochenen Kranen die Steuerung sowohl der Haupt- als auch der unter ihr fahrenden Hilfswinde in übersichtlicher Weise von der an diese angehängten Bühne aus erfolgt, so ist trotzdem einem etwaigen Zerdrücktwerden der letzteren durch die angehobene Pfannentraverse mit einer selbsttätigen Ausschaltung vorgebeugt.

Die Wahl von Hilfswinden, die nicht nur hinsichtlich des Hebens, sondern auch des Verfahrens von der Hauptwinde unabhängig sind, bringt weiterhin noch die Annehmlichkeit mit sich, daß durch die räumliche Trennung beider Winden auch deren Anfahrmasse in oft schätzbarer Weise verkleinert werden, wie dies auch aus Fig. 22 anschaulich geschlossen werden kann.

In Vervollständigung dieser hauptsächlichsten, die Konstruktionen moderner Hüttenwerks-Gießkrane betreffenden Angaben mögen zum Schluß noch einige Leistungs- bezw. Geschwindigkeitsdaten der besprochenen Krane Platz finden.

Der zuletzt erwähnte Gießkran (Fig. 22) ist für eine Charge von 30 t und für eine Gesamttragkraft von 45 t gebaut. Er kann mittels eines 30 PS-Elektromotors vollbelastet mit 55 m i. d. Min. verfahren werden. Ein gleichstarker Motor vermag die gefüllte Pfanne mit einer minutlichen Geschwindigkeit von 1,8 m anzuheben, während das Kranfahren von einem 8,5 pferdigen Motor mit 15,5 m i. d. Min. bewerkstelligt wird. Die Hub- und die Fahrgeschwindigkeiten der kleinen 7,5 t-Nebenwinde mit dem anhängenden Führerstand sind 9 bezw. 21,5 m i. d. Min. (18 bezw. 3 PS-Motor).

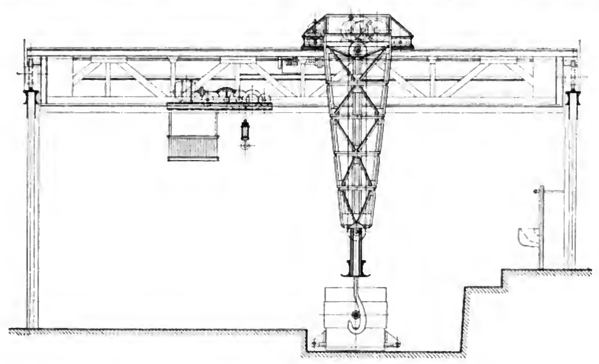


Fig. 21.

Die in Fig. 21 gezeigten schweren Gießkrane vermögen den vollen Pfanneninhalt von 50000 kg, entsprechend einer gesamten Nutzlast[15]) von 80000 kg, mit Hilfe eines 90 PS-Motors mit 2,75 m minutlicher Ge-

[15]) Mit Nutzlast ist hierbei die Summe der am Haken hängenden maximalen Lasten bezeichnet; die Gesamtwindenlast, also Traversen- und Seilgewicht eingeschlossen, beträgt im vorliegenden Falle über 100000 kg.

schwindigkeit zu heben. Das Katzenfahren bewirkt ein 30 PS-Motor mit 27 m, während das Kranfahren durch 90 PS mit 70 m i. d. Minute erfolgt. Da diese bei der Größe der Anlage schon bedeutende Geschwindigkeit später sogar noch auf etwa 100 m erhöht werden soll, so mußte nach dem früher Gesagten hierin ein besonders zwingender Grund für die Anordnung der starren Pfannenführung erblickt werden. Die 20 t-Nebenwinde hebt mit 9 m und verfährt mit 40 m minutlich unter Verwendung eines 40 PS- bezw. eines 16 PS-Motors.

Am auffallendsten jedoch treten die heutzutage für die Geschwindigkeiten auch bei Gießkranen gestellten hohen Anforderungen zutage bei der in Fig. 17 veranschaulichten neuen Mischer- und Konverter-Doppelkrananlage: die mit 60 bezw. 35 t belasteten Krane haben mit nicht weniger als 120—130 m minutlicher Geschwindigkeit zu verfahren, also mit etwa dem Doppelten des Wertes, der noch vor Kurzem bei Gießkranen als normal angesehen werden konnte. Da die Gesamtlänge der Fahrstrecke etwa 100 m beträgt, auf den Anfahrweg aber etwa 20 m und auf den Bremsweg etwa 10 m zu rechnen sind, so wird die volle Geschwindigkeit auf etwa 70 m Wegstrecke während nur etwa 30 Sekunden ausgenutzt. Die Notwendigkeit des die bedeutenden Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte der Pfannenmassen hierbei aufnehmenden, starren Gerüstes dürfte in diesem Falle ganz besonders einleuchtend sein. Das Katzenfahren soll mit 40 m, das Pfannenheben mit 7 m erfolgen können. Auch angesichts dieses letztgenannten Wertes wird man die durch die gewählte automatische Kippvorrichtung gewährleistete Sicherheit, Ruhe und Gleichmäßigkeit des Ausgießens als wesentliche Betriebserleichterung empfinden.



Fig. 22.

Ebenso wie zugestanden werden muß, daß mit der durch die geschilderten Konstruktionsverbesserungen vervollkommneten Arbeitsweise die Leistungsfähigkeit der Gießkrane selbst außerordentlich erhöht werden kann, ebenso wird als deren weitere Folge auch eine gesteigerte Leistungsfähigkeit des ganzen Stahlwerkes dann eintreten müssen, wenn ein Zusammen- bezw. Nebeneinanderarbeiten des Gießkranes mit den übrigen Transportvorrichtungen des Stahlwerkes in zweckmäßiger Weise stattfindet.

Bei älteren Martinanlagen sieht man die Gießhalle noch in der bis dahin meist üblichen Weise bedient von einem oberhalb der Gießkranbahn fahrenden normalen Laufkran, der vor allem für den Transport der Kokillen und für das Weiterschaffen der gegossenen Stahlblöcke zum Walzwerk benutzt wird, welches sich also in der Längsrichtung der Gießhalle an diese anschließt. Ganz abgesehen von der hierbei erforderlich werdenden, kostspieligen Erhöhung des Gebäudes wird bei einer solchen Anordnung die Notwendigkeit als Uebelstand empfunden, daß ein unabhängiges Verfahren beider Krane immer nur bei ganz hochgezogener Laufkranlast möglich ist. Die

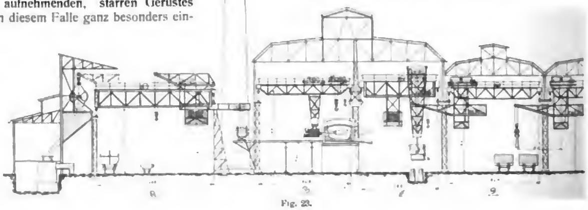


Fig. 23.

sich hierdurch ergebenden Zeitverluste lassen — unter weiterer Berücksichtigung, daß auch die Möglichkeit einer beliebig großen Verlängerung der ineinander mündenden Hallen genommen ist — diese Disposition mithin als verbesserungsfähig erscheinen.

Im Gegensatz hierzu ist bei dem neuen *Martin*-Stahlwerk nach Fig. 23 durchweg der moderne Grundgedanke vorteilhaft verkörpert, den Materialdurchgang durch das Werk in einer zur Längsausdehnung der Hallen senkrechten Richtung erfolgen zu lassen: vom Schrottlager durch Auslegerlaufkrane gegen die Ofenhalle, von der Gießhalle durch benachbarte Auslegerlaufdrehkrane zum Block- und Kokillenlager bezw. noch weiter nach rechts zu den Tieföfen und den Rollgängen.

Durch die einheitliche Sonderbestimmung einer jeden Halle werden hierbei im allgemeinen kleinere Spannweiten und damit zugleich größere Beweglichkeiten der Krane an sich erreicht; durch das Nebeneinanderlaufen der Krane deren vollständige gegenseitige Unabhängigkeit, bei Vermeidung von Zeitverlust und Wartepausen; durch die Parallelität der Hallenrichtungen die jederzeitige Möglichkeit einer beliebigen Verlängerung derselben. Mit anderen Worten: nicht allein von der richtigen konstruktiven Durchbildung der einzelnen Hebe- und Transportmittel des Stahlwerkes ist dessen Leistungsfähigkeit abhängig, sondern auch von deren zweckmäßiger, wirtschaftlichster Anordnung zu einander.

Der Einphasen-Wechselstrommotor.

Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen.

Von Dipl.-Ing. **A. Linker**.

(Fortsetzung von S. 781 d. Bd.)

V. Abschnitt.

Motoren mit vereinigter Wirkungsweise verschiedener Klassen.

Bei den bisher behandelten Motorgattungen zeigte es sich, besonders in den ersten Jahren der Entwicklung, daß sie nicht vollständig über den ganzen Arbeitsbereich vom Anlauf bis zur normalen Leistung gleich günstige Eigenschaften besaßen, sondern die eine Art sich vorteilhafter beim Anlauf, die andere günstiger bei normaler Belastung erwies. Es lag daher der Gedanke nahe, die Wirkungsweise beider Typen in einem Motor zu vereinigen, so daß er ihre Vorzüge besaß, ohne die Nachteile zur Geltung bringen zu können. Während beispielsweise der Induktionsmotor von selbst nicht anläuft, dagegen beim Lauf einen günstigen Wirkungsgrad und Leistungsfaktor besitzt und seine Umdrehungszahl innerhalb der Belastungsgrenzen nur um wenige Prozente ändert, zeigt der Repulsionsmotor ein kräftiges Anlaufsmoment, welches jedoch bei Synchronismus klein ist. Außerdem ist seine Umdrehungszahl sehr stark mit der Belastung veränderlich. Läßt man aber bei entsprechender Schaltung den Motor beim Anlauf mit Repulsion oder Hintereinanderschaltung, bei normaler Last nach dem Induktionsprinzip arbeiten, so erweist er sich als praktisch recht brauchbar, wie wir es später bei den von *Arnold* und *Schüler* konstruierten Motoren sehen werden.

Wenden wir uns nun den einzelnen Ausführungsformen zu, so finden wir, daß schon im Jahre 1888 von

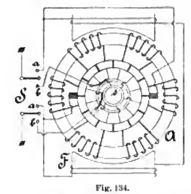


Fig. 134.

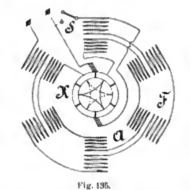


Fig. 135.

A. M. Taylor (**17**) eine Vereinigung der Wirkung eines Nebenschlußmotors mit derjenigen eines Synchronmotors veröffentlicht worden ist, wie Fig. 134 zeigt. Die Armatur *A* hat eine offene Wicklung mit einzelnen Spulen und doppelt so viel Kommutatorlamellen *K*. Diese sind abwechselnd mit den Schleifringen *s* verbunden, denen der Wechselstrom durch Bürsten zugeführt werden kann. Beim Anlauf wird der Umschalter *S* auf die Kontakte *a* gelegt, dann liegen Feld *F* und Anker *A* parallel zueinander und der Strom geht über die Bürsten zum Kommutator. Ist die synchrone Geschwindigkeit nahezu erreicht, so wird *S* nach den Kontakten *b* gelegt; dann erhält nur der Anker *A* den Wechselstrom über die Schleifringe, während das Feld vom Anker mit Gleichstrom erregt wird.

Ferner ist von *E. Thomson* (**61**) eine Konstruktion[99]) angegeben, die beim Anlauf als reiner Hauptschlußmotor, bei Belastung als Induktionsmotor arbeitet. In Fig. 135 ist *A* die Armatur, *F* das Magnetfeld. Beide besitzen ausgeprägte Polwicklung, was für die Wirkungsweise nachteilig ist. Hat der Anker eine bestimmte Umdrehungszahl erreicht, so wird der Schalter *S* eingelegt, wobei gleichzeitig die Kommutatorlamellen von Schleiffedern kurzgeschlossen und die Bürsten abgehoben werden, so daß

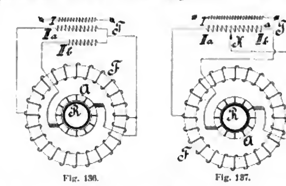


Fig. 136. Fig. 137.

er als Induktionsmotor weiter arbeitet. Die Kurzschluß- und Bürstenabhebevorrichtung kann auch automatisch durch einen Zentrifugalregulator betätigt werden.

Auch *N. Tesla* (**91**) hat allerdings nur für den Anlauf einen Synchronmotor mit einem asynchronen gekuppelt. Diese Anordnung ist jedoch zu kompliziert, um praktische Bedeutung zu haben.

Die Nachteile der bisher angegebenen Konstruktionen beseitigt *E. Arnold* (**116, 117**) dadurch, daß er den primären Teil (Fig. 136) als gleichmäßig verteilte Wicklung ausführt und Feld *F* wie Anker *A* von den Sekundär-

[99]) E. T. Z. 1890, S. 441.

wicklungen II_a und II_b eines Transformators T speist. Bei einer anderen Ausführung (Fig. 137) ist der Ankerstrom durch Verschieben eines Kontaktes K, der die Windungszahl von II_b zu ändern gestattet, regulierbar. Hat der Motor eine bestimmte Geschwindigkeit erlangt, so wird K nach a gelegt, wodurch der Anker kurzgeschlossen wird und der Motor bei maximaler Spannung als Repulsionsmotor weiterläuft. Die erfolgreichste Bauart des Wechselstommotors von *E. Arnold* gibt jedoch Fig. 138. Die Statorwicklung wird dabei direkt ans Netz gelegt und die Rotorwicklung ist über Bürsten kurzgeschlossen, deren Entfernung einer Polteilung entspricht. Der erste Motor dieser Art wurde von der *Maschinenfabrik Oerlikon* (**121**) ausgeführt. Damit man die Bürsten beim Lauf abheben kann, werden die Kommutatorlamellen durch einen Metallring R entweder von Hand (Fig. 136 u. 137) oder automatisch kurzgeschlossen[87]). Dieser Motor ist nach einem Patent von *E. Arnold* (**160**) aus dem Jahre 1896 mit einigen Verbesserungen der Kurzschlußvorrichtung von der *Wagner El & Mfg. Co.*, St. Louis soweit durchgebildet, daß er als der erste praktisch brauchbare Einphasenmotor[88]) eine große Verbreitung, speziell in Amerika unter dem Namen „*Wagner*-Motor", gefunden hat, wo das Einphasensystem mehr eingeführt ist als in Europa.

Der Motor (Fig. 138) besteht aus einem mit gleichmäßig verteilter Wicklung versehenen Feld F und einem Trommelanker A mit Kommutator. Die Lauffläche des Kommutators liegt in einer Ebene senkrecht zur Achse und die Bürsten sind achsial angeordnet. Er läuft als Repulsionsmotor mit kurzgeschlossenen Bürsten an. Sobald eine bestimmte Geschwindigkeit erreicht ist, welche nicht weit von Synchronismus abweicht, wurden bei der älteren Ausführung die Lamellen vermittels eines Zentrifugalregulators durch einen in den Kommutator eingeschobenen federnden Ring kurzgeschlossen. Neuere Typen haben statt des Kurzschlußringes ein System von kleinen radial angeordneten Lamellen l, welche durch die Zentrifugalkraft gegen die Innenfläche des Kommutators gepreßt werden. Der Motor läuft dann als asynchroner Induktionsmotor weiter. Tritt infolge Ueberlastung eine zu große Schlüpfung ein, so daß ein Außertrittfallen eintreten könnte, dann wird der Kurzschluß selbsttätig geöffnet und die Maschine arbeitet als Repulsionsmotor weiter. Infolge seiner günstigen Betriebseigenschaften eignet er sich daher besonders für den Antrieb von Aufzügen, Werkzeugmaschinen und Anlagen mit starken Belastungsschwankungen. Durch einen besonderen dritten Anschluß am Motor ist man imstande, beim Anlauf etwa 10 v. H. der Windungen abzuschalten, wodurch das Drehmoment ungefähr um 20 v. H. gesteigert wird. Mit induktionsfreiem vorgeschaltetem Widerstand wird bei normalem Anlaufstrom das Anzugsmoment etwa 50 v. H. größer als das normale.

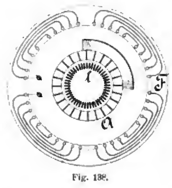
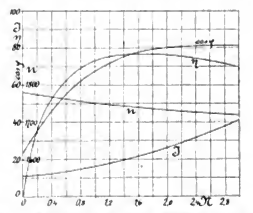


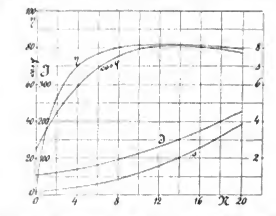
Fig. 138.

Versuche, die *S. E. Whiting*[89]), Prof. an der Harvard Universität, an einem vierpoligen Motor für 3 PS, 104 Volt, 1730 Umdr./Min., 60 Period./Sek. vornahm, ergaben die in Fig. 139 dargestellten Kurven. Der Leistungsfaktor steigt von $\cos\varphi = 0{,}24$ bei Anlauf schnell an und erreicht bei normaler Belastung den maximalen Wert von 82 v. H. Fig. 140 zeigt die Wirkungsweise eines sechspoligen Motors für 15 PS Leistung, 104 Volt Spannung, 1150 Umdr./Min., 60 Perioden.

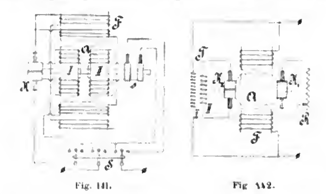
O. Dahl (**133**) vereinigt die Wirkungsweise eines Hauptstrommotors für Anlauf mit der eines synchronen


Fig. 139. J = Stromstärke (Amp.), N = abgegebene Leistung (PS), n = Umdrehungszahl i. d. Minute, η = Wirkungsgrad (v. H), cos φ = Leistungsfaktor (v. H)

für Lauf. In Fig. 141 besitzt der Anker A zwei Teile, von denen der eine (I) mit einem zweiteiligen Stromwender K, der andere (II) zu Schleifringen s geführt wird, und das Feld F zwei Wicklungen für Anlauf resp. Lauf.


Fig. 140. J = Stromstärke (Amp.), N = abgegebene Leistung (PS), s = Schlüpfung (v. H.), η = Wirkungsgrad (v. H.), cos φ = Leistungsfaktor.

Nachdem die Maschine als Hauptschlußmotor angelaufen ist, wird in der Nähe des synchronen Ganges der Schalter S nach rechts gelegt, wodurch der Wechselstrom dem System II zugeleitet wird, während der Anker A den vom Kommutator K gleichgerichteten Erregerstrom liefert, wodurch der


Fig. 141. Fig. 142.

synchrone Lauf erhalten wird. Infolge der geringen Materialausnutzung ist diese Anordnung jedoch praktisch wenig brauchbar.

Auch *C. E. L. Brown* (**115**, **118**, **135**) hat einige Konstruktionen angegeben, in denen die Wirkungsweise eines

[87]) E. T. Z. 1893, S. 300.

[88]) El., 21. August 1903, Bd. 51, S. 743.
El. Anz. 1903, S. 2319.

[89]) El. World, 15. Dezember 1900, S. 938.

Kommutatormotors mit derjenigen eines synchronen Motors vereinigt ist.

Sie decken sich jedoch im Prinzip mit den Ausführungen der Fig. 136 und 137, so daß wir nicht weiter darauf eingehen wollen.

Zur Vermeidung toter Punkte beim Anlauf wickelt *E. Thomson* (**138**) auf den Eisenkern der Armatur eine ungerade Anzahl von Spulen und schließt diese über einen Kommutator durch Doppelbürsten, so daß der Motor durch Repulsion zum Anlauf kommt. Ist die Geschwindigkeit ungefähr gleich der synchronen, so werden die Kommutatorlamellen kurzgeschlossen und die Maschine läuft als Asynchronmotor. Infolge der großen Nachteile dieser Konstruktion mit körperlichen Polen ist jedoch der Motor praktisch ebenso wenig brauchbar wie der von *C. E. L. Brown* (**158**), wobei der Anker *A* (Fig. 142) mit zwei Kommutatoren versehen ist. Der eine (K_1) besteht aus vielen Lamellen und dient zum Anlauf als Repulsionsmotor mit Hilfe des Widerstandes *R*. Ist ungefähr die synchrone Umdrehungszahl erreicht, so wird die Sekundärwicklung *II* des Transformators *T* an den zweiteiligen Kommutator K_2 angeschlossen und *R* geöffnet. Dadurch erhält der Anker einen gleichgerichteten Strom und die Maschine arbeitet im normalen Betrieb als Synchronmotor.

Während bei *Dahl* (Fig. 141) nach erreichtem Synchronismus eine Feldwicklung ausgeschaltet wird, hat *A. J. Churchward* (**170, 171**) bei der in Fig. 143 angegebenen Konstruktion zwei Feldwicklungen (*I* und *II*) für den

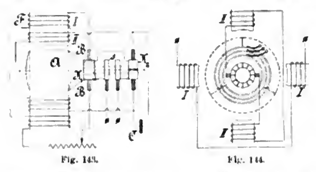


Fig. 143.

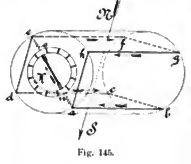


Fig. 144.

normalen Lauf nutzbar gemacht. Der Motor läuft als reiner Hauptschlußmotor an und arbeitet dabei nur mit der Spule *II*, während *I* ausgeschaltet ist. Durch einen besonderen Umschalter (**173**) wird dann nach erreichtem Synchronismus die Spule *I* zugeschaltet, wodurch sie von dem Kommutator K_1 und den Bürsten *B* Gleichstrom erhält. Der Motor arbeitet dann als Synchronmotor, da auch die Wicklung *II* vom Kommutator K_2 mit dem gleichgerichteten Wechselstrom gespeist wird. Zur Abdämpfung der Pulsationen ist ein Kondensator *C* parallel geschaltet.

Bei einer anderen Ausführung (**172**) werden die Spulen *II* durch einen Hebelmechanismus nach dem Anlauf aus- und die Spulen *I* eingeschaltet.

In einfacher Weise erhält *L. B. Atkinson* (**176, 178**) eine Vereinigung der Wirkungen eines Repulsions- mit einem Asynchronmotor, indem er nach Fig. 144 auf der Welle des Ankers drei Schleifringe anbringt, die mit drei um 120° gegeneinander verschobenen Punkten der Ankerwicklung verbunden sind. Der Motor läuft infolge dieser Anordnung als Repulsionsmotor an. Nach Erreichung einer bestimmten Geschwindigkeit werden die Schleifringe über Widerstände geschlossen, so daß er schließlich als Asynchronmotor mit kurzgeschlossenem Anker arbeitet (vergl. auch Fig. 149).

Während die bisher angegebenen Motoren mit Kunstphase bei großem Stromverbrauch nur eine geringe Anzugskraft besitzen, wird von der *Oesterr. Union E.-G.*, Wien nach Patenten von *M. Déri* (**177, 188**) ein moderner Einphasenmotor mit hoher Anzugskraft gebaut, der durch Repulsion zum Anlauf kommt und beim Lauf als Asynchronmotor arbeitet. Auch die Firma *Helios A.-G.*, Köln (**174, 189**), hat diese Motoren angefertigt.

Die Umschaltung von der Anlauf- zur Laufstellung erfolgt im Stator und zwar durch Aenderung der Polzahl entweder von Hand aus oder selbsttätig durch einen Zentrifugalapparat, sobald der Rotor nahezu die synchrone Umdrehungszahl erreicht hat. Zu dem Zweck ist die Statorwicklung wie bei einem gewöhnlichen Wechselstrommotor ausgeführt und besteht aus zwei Hälften, die beim Anlauf so geschaltet werden, daß sie Ströme in der Armatur erzeugen, welche sich über den Kommutator und die kurzgeschlossenen Bürsten schließen. Dabei wird ein hohes Anzugsmoment bei geringer Stromaufnahme erzeugt, da die beiden Statorwicklungen zueinander parallel geschaltet sind und dadurch ein starkes Feld hervorrufen.

Um die Wirkungsweise der Umschaltung von der niedrigen zur höheren Polzahl auf einen mit Kommutator und entsprechenden Verbindungen versehenen Kurzschlußanker zu erläutern, denken wir uns eine Kurzschlußwicklung *a b c d e f g h a* (Fig. 145) aus vier induzierten Seiten in einem zweipoligen Wechselfelde[90]) angeordnet.

Die in den Stäben induzierten E M Ke sind in bezug auf die Punkte *a* und *e* zueinander parallel geschaltet.

Infolge der von *a* und *e* nach zwei diametralen Lamellen eines Kommutators *K* führenden Verbindungen *a n* und *e o*, welche mit den kurzgeschlossenen Bürsten den beiden parallel geschalteten Zweigen einen Ausgleich darbieten, entstehen Ströme im Rotor und damit ein Anlaufdrehmoment. Der Widerstand der Verbindungen *a n* und *e o* ist nun so abgeglichen, daß das maximale Anlaufmoment auftritt.

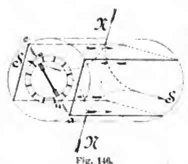


Fig. 145.

Wird nun die Statorwicklung auf vier Pole umgeschaltet, so ändert sich die Richtung der induzierten EMKe, so daß sich eine Stromverteilung einstellt, wie sie Fig. 146 zeigt. Dabei sind die Verbindungen *a n* und *o e* und der Kommutator stromlos. Der Rotor arbeitet jetzt wie bei einem Asynchronmotor.

Fig. 146.

Ordnet man nun auf einem Eisenkern mehrere solcher Elemente von 2 p (Anzahl der Pole beim Lauf) induzierten Seiten an, deren Anzahl von der Polzahl unabhängig ist, so kann man Motoren für verschiedene Leistungen erhalten. Die Motoren haben zwischen Leer- und Volllast einen Tourenabfall von weniger als 4 v. H. bei etwa doppelter Ueberlastungsfähigkeit, so daß sie auch Betrieben mit starken Belastungsschwankungen, so z. B. als Aufzug- oder Krahnmotoren, in vollkommener Weise gewachsen sind.

[90]) E. T. Z., 15. September 1898, S. 626 und Z. f. E., 12. Juni 1898, S. 285.

(Schluß folgt.)

Zeitschriftenschau.

Apparate.

Aufzeichnende Strom- und Spannungsmesser. (*Gahau & Young.*) Zwei Meßspulen sind zwischen den Polen zweier astatisch angeordneter Elektromagnete an den Enden eines Wagebalkens angebracht, der außerdem ein Kontaktstück trägt. Dieses spielt zwischen zwei Kontakten, die zur Speisung zweier Solenoide dienen, welche auf gleichfalls an einem Wagebalken aufgehängte Eisenkerne wirken. Dieser Wagebalken ist mit dem erst erwähnten durch eine Spiralfeder und ferner an dem Ende eines rechtwinkligen Ansatzes mit einem eine Schreibfeder tragenden Hebel gekuppelt, der außerdem mit einem Schlitz auf einem festen Stift geführt wird.

Der den Meßspulen zugeführte Strom bewirkt eine Drehung des zugehörigen Wagebalkens. Hierdurch wird infolge des Stromschlusses das entsprechende Solenoid gespeist, dessen Kern den zweiten Wagebalken im entgegengesetzten Sinne dreht, der wiederum mittels der Feder den ersten Wagebalken zurückzudrehen sucht. Bei einer bestimmten Lage des zweiten Wagebalkens und entsprechender Spannung der Feder tritt dies ein; die Anordnung ist dann im Gleichgewicht und die Schreibfeder verzeichnet die in diesem Augenblick vorhandene Spannung oder Stromstärke auf dem durch ein Uhrwerk bewegten Papierstreifen. Die Bewegung der Solenoidkerne wird durch Oel gedämpft.

Als besondere Vorteile des Instrumentes wird hervorgehoben, daß 50 Millivolt zum Betrieb genügen und daß die Skala gleichförmig und durch die eigenartige Führung des Schreibstiftes geradlinig ist. (Street Railway Journal 1907, Bd. II, S. 294—296.) *Pr.*

Dampfturbinen.

Bestimmung des Wirkungsgrades von Dampfturbinen ohne Dampfverbrauchs- und Leistungsmessung. (*Felix Laugen.*) Die mit Dampf von bestimmter Anfangsspannung bestenfalls zu leistende Arbeit läßt sich leicht aus einer Entropietabelle oder aus einer Wärmetafel bestimmen. Die in einer Tnrbine stattfindenden Energieverluste finden sich mit Ausnahme der Strahlungs- und Leitungsverluste und der Lagerreibung in der Wärme des Abdampfes wieder und wenn es gelänge, die Abdampfwärme zu messen, so ließe sich daraus die Leistung und der Dampfverbrauch der Maschine bestimmen. Eine Messung mittels des Kalorimeters ist ausgeschlossen, die Bestimmung der mit dem Kühlwasser abgeführten Wärme ungenau. Wenn aber der Abdampf überhitzt ist, kann seine Wärme mit ziemlicher Genauigkeit aus seinen Zustandsgrößen, Druck und Temperatur, bestimmt werden. Die Leistungs- und Dampfverbrauchsmessung beschränkt sich dann auf zwei Druck- und Temperaturmessungen. Der für Ausstrahlung und Lagerreibung in Rechnung zu stellende Betrag bewegt sich in den engen Grenzen von 1—2 v. H. der Volleistung, so daß sich die Effektivleistung der Turbine mit genügender Genauigkeit bestimmen lassen müßte. Vergleicht man die Resultate solcher Berechnungen mit denen ausgeführter Versuche, so ergeben sich bei manchen Turbinen mitunter recht erhebliche Unterschiede, deren Erklärung schwer fällt. In allen Fällen aber, in denen die Bestimmung des Wirkungsgrades der von der Turbine angetriebenen Arbeitsmaschine nicht möglich ist, erscheint das Verfahren als der einzige Weg, die Turbinenleistung zu bestimmen. (Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1907, Heft 29, S. 433—437). *M.*

Eisenbahnwesen.

Dritte Schiene. (*Kennedy und Jenkin.*) Auf der *Hammersmith and City Railway* werden zwei Stromzuführungsschienen verwendet. Die positive Schiene liegt außerhalb des Fahrgleises in etwa 400 mm Abstand von der Fahrschiene, die negative Schiene in der Mitte des Gleises. Erstere ist 75 mm, letztere 40 mm höher als die Fahrschienen angeordnet. Beide Leitungsschienen besitzen U-förmigen Querschnitt und sind mit der Oeffnung nach unten alle drei Meter mittels eiserner Paßstücke auf Porzellanisolatoren gelagert. Die Schienenlänge beträgt etwa 13 m, der Querschnitt 64,5 qcm. Als Material ist eine besondere Stahlsorte verwendet worden, die eine Leitfähigkeit von 15 v. H. des reinen Kupfers hat. An den Stößen werden die Schienen durch eine innenliegende Lasche mechanisch und durch vier hydraulisch eingepreßte Schienenverbindungen aus unterteiltem Kupfer elektrisch miteinander verbunden. Alle 40 m sind die Schienen verankert. Nur die positive Schiene ist durch parallel laufende Holzleisten gegen unbeabsichtigte Berührungen geschützt.

Sowohl die positive als auch die negative Leitungsschiene sind auf ihrer ganzen Länge sorgfältig gegen Erde isoliert; nur an jeder Unterstation ist die negative über einen Widerstand geerdet. Die zur Stromzuführung sowie zur Ueberbrückung von Schienenkreuzungen dienenden Kabel sind von unten in besonders gebaute Porzellanisolatoren eingeführt, aus denen oben ein Kupferstift mit Klemme zum Befestigen eines an die Leitungsschiene angeschlossenen Kupferbandes herausragt. (The Electrician 1907, S. 751—754.) *Pr.*

Hochspannungs-Gleichstrombahnen. (*Davis.*) In Amerika sind fünf Bahnen mit einer Gesamtstreckenlänge von 208 km und 39 Wagen für eine Betriesspannung von 1200 Volt Gleichstrom gebaut worden. Hierbei ist bezüglich der Motorspannung zu unterscheiden:

1. Jeder Motor hat 1200 Volt unmittelbar auszuhalten.
2. Je zwei Motoren werden in Hintereinanderschaltung verwendet, so daß auf jeden nur 600 Volt kommen.

Im ersteren Falle besitzen die Motoren durch eine Hauptstromwicklung erregte Wendepole. Sie haben ferner ein um 15—20 v. H. höheres Gewicht als 600 Volt-Motoren gleicher Leistung, da infolge der stärkeren Isolation der Motor größer wird. Die Zugsteuerungsapparate sind bis auf eine etwas bessere Isolation der Fahrstromkontakte dieselben wie für 600 Volt, da sowohl die Steuerströme als auch die Ströme für den Kompressor, die Beleuchtung und die Heizung nur 600 Volt Spannung haben und mittels eines besonderen Umformers erzeugt werden. Letzterer liefert bei der üblichen Ausrüstung der Wagen mit vier 75 PS-Motoren 38 Ampere. (Street Railway Journal 1907, Bd. II, S. 357—359.) *Pr.*

Eisenbeton.

Eisenbetonpfahlgründung. Das Grundstück des Polizeidienstgebäudes in Charlottenburg liegt 2 m tiefer als das angrenzende Straßenpflaster auf der Höhe der zukünftigen Kellersohle. Der Boden bestand im oberen Teile aus Torfschichten von 2 m Mächtigkeit zwischen mit Wurzelwerk durchzogenem Sandboden. Der tragfähige, im Mittel 3 m hohe kiesige Sand lag 4 m unter der zukünftigen Kellersohle und 2 m unter dem gewöhnlichen Grundwasserspiegel. Unter dieser Schicht liegt grauer Ton. Da mit der Gründung bis auf die feste Sandschicht unter den Grundwasserspiegel gegangen werden mußte, so entschied man sich für die Verwendung von Eisenbetonpfählen.

Holzpfahlrostgründung schied wegen des schwankenden Grundwasserstandes aus. Bei Herstellung durchlaufender Betonplatten hätte man die benachbarte Prachtstraße des Kaiserdammes durch die Grundwassersenkung gefährdet. Bei der Anwendung einer Kastengründung hätte die Belastung des Baugrundes 4 kg/qcm betragen, welche das gewöhnlich zugelassene Maß erheblich überschritt. Die gewählte Gründung auf Eisenbetonpfählen schloß die Nachteile der Holzpfähle aus und bot den Vorteil, daß man durch genaue Beobachtung beim

Schlagen der Pfähle stets die wirklich vorhandene Tragfähigkeit des Bodens feststellen und Ungleichmäßigkeiten von Fall zu Fall durch dichteres Schlagen der Pfähle ausgleichen konnte, ferner war sie auch noch erheblich billiger als die anderen.

Die verwendeten Pfähle hatten dreieckigen Querschnitt mit 60 cm Seitenlänge und abgekanteten Ecken, ihre Länge betrug 4,50 m. Hierbei standen die Pfähle 1,30 m tief im guten Baugrund und ragten 0,25 m hoch in die die Pfahlköpfe verbindende Betonberme hinein. Die Betonmischung bestand aus 1 Teil Zement und 3 Teilen Oderkies von 6 bis 8 mm Korngröße. In die Ecken der Pfähle waren drei senkrechte Rundeisen von 50 mm Durchm. eingelegt, deren untere Enden in einer Spitze zusammengeschweißt waren, entsprechend der 40 cm hohen Spitze des Betonpfahles. Am Kopfe endigten die Rundeisen 10 cm unter der Oberfläche. Die Querverbindung der Längsstäbe bestand aus Drahtschlingen von 5 mm Durchm. im Abstand von 20 cm. Außer diesen normalen Pfählen wurden noch einige 5,50 m lange Pfähle verwendet. Die Herstellung geschah in senkrechten Formen. Unter den Kellermauern wurden die Pfähle in Abständen von 75 bis 90 cm diagonal gegeneinander versetzt, so daß eine Seite ihres Querschnittes mit der Außenkante dieser Mauern bündig war und die über den Pfahlköpfen weglaufende Betonberme noch 20 cm zu beiden Seiten überstand. Diese Berme war über den Pfahlköpfen noch 50 cm hoch und erhielt zur Verankerung der Pfähle und Mauern untereinander Bandeiseneinlagen von 8 mm Stärke und 30 mm Höhe, teils parallel der Richtung der Kellermauern, teils die Pfahlköpfe kreuzweise verbindend. Der Beton der Berme wurde in einer Mischung 1 : 9 hergestellt.

Um bei der Rammarbeit den Stoß des Rammbären zu dämpfen, wurde jeder Pfahl mit einer Schlaghaube versehen. Ein eiserner, an einer Seite offener Ring von 50 cm Höhe und 20 mm Dicke wurde um den Pfahlkopf gelegt. Der Zwischenraum zwischen dem Ring und dem dreieckigen Pfahlkopf wurde mit Holzstücken ausgefüllt. Dann wurde der Ring durch vier starke Schrauben, die die beiden an dem offenen Ringende angenieteten Winkellaschen verbinden, stark zusammengezogen. Die Oberkante des Ringes steht 19 cm über der Pfahloberkante in die Höhe. Der hierdurch entstehende Hohlraum wurde durch schlagdämpfende Platten ausgefüllt. In demselben liegen zwei mal eine 2 cm starke Bleiplatte und eine 1 cm starke Eisenplatte übereinander. Dann folgt eine 6 cm starke Kiefernholzplatte und schließlich die 7 cm starke eiserne Schlagplatte. Die 6 cm starke Holzplatte wurde teilweise bis auf $1^1/_2$ cm Stärke zusammengedrückt, die Bleiplatten dagegen nur wenig. An dem Kopfring war auch noch ein Eisenansatz angebracht, der während der Rammarbeit durch die doppelte Läuferrute der Ramme hindurchgriff, wodurch der Pfahl gehalten und geführt wurde. Die Hubhöhen der 2500 und 1800 kg schweren Rammbären betrugen im Anfang nach dem Aufsetzen eines Pfahles 30 bis 35 cm und später 60 bis 70 cm. Die eigentliche Rammzeit eines Pfahles dauerte durchschnittlich 25 Minuten. Das Anziehen der Pfähle wurde genau festgestellt, und auf Grund dieser Beobachtungen wurde ihre Tragfähigkeit nach der *Brix*schen Formel:

$$p = \frac{h\,Q^2 \cdot g}{2\,e\,(Q+g)^2}$$

berechnet. In dieser Formel bedeutet p die zulässige Tragfähigkeit in kg, h die Fallhöhe in cm, Q das Bärgewicht in kg, g das Pfahlgewicht in kg und e das Ziehen des Pfahles in cm bei dem letzten Schlag. Die Tragfähigkeit der Pfähle sollte 30 t betragen. Ergab sich nach der *Brix*schen Formel ein geringerer Wert, so wurde zunächst das Ergebnis der unmittelbar folgenden Pfähle abgewartet und erforderlichen Falles der Abstand der nächsten Pfähle verringert. War jedoch die Tragfähigkeit größer, so wurde umgekehrt verfahren.

Die Verluste bei der Rammarbeit waren sehr gering. Von 1225 Pfählen zerbrachen nur vier infolge fehlerhafter Herstellung vollständig, während nur bei rd. 2 v. H. Pfählen Beschädigungen am Kopf festgestellt wurden. Diese bestanden auch meistens nur in geringen Abbröckelungen, bei einigen Pfählen dagegen war der Kopf 40—80 cm tief gespalten, so daß eine Erneuerung desselben erforderlich war. Die meisten Verluste fallen in die erste Rammzeit, in der vier Wochen alte Pfähle verwendet wurden. Die später eingerammten Pfähle waren vier bis sieben Wochen alt.

Die Gesamtkosten der Gründung betrugen 96000 M. Dabei kostete 1 m Pfahl 13 M. und 1 cbm Beton der Berme 20 M. Der Einheitspreis der Gründung für 1 qm bebaute Fläche betrug 37 M. (Zentralblatt der Bauverwaltung 1907, S. 530 bis 535.) Dr.-Ing. *P. Weiske.*

Elektrotechnik.

Die Townsendzelle. Auf der letzten Versammlung der *New-Yorker* Sektion der *Society of Chemical Industry* hielt Dr. *L. H. Bakeland* einen Vortrag über die von *Townsend* erfundene Zelle zur Alkalichloridelektrolyse.

Bei der Alkalichloridelektrolyse besteht die große Schwierigkeit darin, die chemische Nebenreaktion zwischen dem an der Kathode entstandenen Alkalihydrat und dem an der Anode entwickelten Chlor zu verhindern. Man suchte z. B. durch Diaphragmen die Vermischung von Kathoden- und Anodenflüssigkeit zu hindern. In dem bekannten Glockenverfahren wird das verschiedene spezifische Gewicht beider Flüssigkeiten zu ihrer Trennung benutzt. In einer dritten Art von Zellen wird durch eine Quecksilberkathode Natriumamalgam gebildet, das von dem fortfließenden Quecksilber aus der Zelle entführt und in einem besonderen Raum durch Wasser in Alkalihydrat übergeführt wird. *Townsend* erreicht diesen Zweck, die gebildete Lauge in Sicherheit zu bringen, dadurch, daß er sie durch eine Schicht von Kerosinöl schützt. Fig. 1 zeigt die Anordnung im Längsschnitt. Im innersten Raum der Zelle befindet sich die Anode G aus Graphit, die Seitenwände des Anodenraumes sind die Diaphragmen D; der Boden wird von einer nichtleitenden Masse H gebildet. C ist der Deckel, durch den die Anode hindurchgeht. Außen liegen an den Diaphragmen die durchlöcherten Kathodenplatten S an, diese sind an zwei eisernen Seitenwänden I befestigt, die den Kathodenraum einschließen. Der Anodenraum enthält gesättigte Salzlösung, der Kathodenraum ist dagegen mit Kerosin gefüllt.

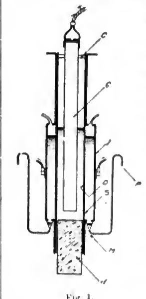


Fig. 1.

Da die spezifisch schwerere Salzlösung im Anodenraum sogar höher steht als das leichtere Oel im Kathodenraum, so wird die Salzlösung durch das Diaphragma hindurchgedrückt. An der Kathode wird sie alkalisch; die entstandene Lauge tritt durch die Löcher der Kathode, sinkt in dem Oel unter und sammelt sich in einem kleinen Raume m, von wo sie fortdauernd durch die gebogene Röhre P abfließt. Indem man den Zufluß der Salzlösung zum Anodenraum, den Höhenunterschied zwischen Anoden- und Kathodenraum und die Stromstärke zweckmäßig regelt, kann man Laugen von gewünschtem Gehalte bei fast theoretischer Stromausbeute erhalten. (Electrochemical and Metallurgical Industry 1907, S. 209—212.) *A.*

Hebezeuge.

Kranwagen für elektrische Bahnen. (*Eichel.*) Auf zwei *Maximum Traction* Drehgestellen ruht eine 13 m lange, 2,45 m breite Plattform, die an einem Ende ein festes Führerhaus und davor auf einer gußeisernen Grundplatte eine 2,64 m hohe Kransäule trägt. Am Fuße dieser Säule ist ein 5,7 m langer Kranauslegerbalken gelagert, der durch Rundeisenstangen mit eingefügten Spannschlössern seitlich versteift ist. Der Aus-

legerbalken kann mittels eines Flaschenzuges angehoben werden. Die hierzu nötige Seiltrommel wird ebenso wie die für das Lastseil durch einen 5 PS gekapselten Reihenschlußmotor angetrieben, dessen Steuerung mittels eines neben der Kransäule angebrachten Fahrschalters erfolgt. Neben einer der Seiltrommeln ist ein Spillkopf angebracht, der zum Rangieren von Wagen, zum Heranschleifen von Schienen, Masten usw. sehr nützlich ist. Das Gewicht des Kranwagens beträgt 22,7 t, das der Nutzlast 5 t.

Ein ähnlich gebauter Wagen ist an beiden Enden mit Führerhäusern und mit Pflugscharen sowie elektrisch angetriebenen Fegewalzen ausgerüstet, so daß er gleichzeitig als Schneefegemaschine benutzt werden kann.

Schließlich ist auch noch ein Kranwagen in Amerika in Betrieb, der einen normalen Drehkran mit wagerechtem Ausleger und fahrbarer Katze trägt. Die Höhe dieses Kranes beträgt 2,55 m über Plattformoberkante, die größte Ausladung des Katzenhakens von der Mitte der Kransäule 3 m. Zum Heben, Katzenfahren und Schwenken dienen je ein 12 PS und 3 PS-Motor. Die größte Nutzlast beträgt 5,4 t, das Gesamtgewicht des Wagens 5,4 t. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1907, S. 481—484.) *Pr.*

Pumpen.

Kesselspeisepumpen auf der Ausstellung in Olympia. Die Firma *Thwaites Gebr.* in Bratford hat eine doppeltwirkende Dampfpumpe stehender Anordnung ausgestellt, bei der die Steuerung des Dampfes durch eine Art schwingendes *Corliss*-Ventil erfolgt, und zwar wird dasselbe von einem auf der Kolbenstange befestigten Anschlag in der Nähe der Totpunktstellungen umgesteuert. Zwischen der Rotgußbüchse des Pumpenzylinders und dem Zylindermantel ist an beiden Enden ein mit dem Raum unter den Druckventilen in Verbindung stehender Zwischenraum vorhanden, der mit dem Zylinderinnern durch Löcher verbunden ist. Der Pumpenkolben läuft in den Endstellungen etwas über diese Löcher hinweg, so daß die Pressung unter den Druckventilen infolge Zurückströmens der Flüssigkeit allmählich, nicht plötzlich, sinkt, wodurch ein stoßfreies Aufsetzen der Druckventile erreicht wird.

Bei einer zweiten stehenden dreifachwirkenden Riemenpumpe derselben Firma kann die Liefermenge von Null bis zur Maximalleistung eingestellt werden, ohne daß an dem Gang der Pumpe etwas geändert wird. Unter den drei Zylindern ist eine wagerechte Steuerwelle gelagert, auf der Daumenscheiben angebracht sind, die vermittels Steuerstangen die Saugventile heben. Je nach der erforderlichen Liefermenge werden die Saugventile kürzere oder längere Zeit während der Druckperiode offen gehalten, so daß ein kleinerer oder größerer Teil des geförderten Wassers wieder in das Saugrohr zurückfließt. Der Antrieb der Steuerwelle erfolgt von der Kurbelwelle aus durch eine an der Seite des Gestelles angebrachte Welle vermittels Kegelräder. Um die Daumenscheiben der verlangten Liefermenge entsprechend einstellen zu können ist in die seitliche Antriebswelle ein aus drei Kegelrädern bestehendes Wendegetriebe eingeschaltet, dessen mittelstes Kegelrad in einer drehbaren Lagerkonsole läuft und mit derselben um die Antriebswelle durch Schnecke und Schneckenrad gedreht werden kann. Je nach der Stellung dieses mittelsten Kegelrades eilen die Daumenscheiben mehr oder weniger gegen die Kurbelwelle vor; die Einstellung dieses Kegelrades kann während des Ganges der Pumpe erfolgen. (Engineering 1907, S. 459.) *K.*

Schnellaufende Plungerpumpen. (*A. Barclay.*) Die Firma *A. Barcley and Co.* in Kilmarnock baut Pumpen mit hohen Drehzahlen (160—225), deren Saugventile gesteuert werden und zwar wird nicht das Ventil selbst, sondern der Hubfänger vom Steuermechanismus beeinflußt. Die Bewegung der Hubfänger erfolgt von der Kurbelwelle aus durch eine an der Seite der Pumpe liegende Exzenterstange und eine senkrecht dazu angeordnete Hebelwelle. Die Exzenterstange treibt gleichzeitig eine kleine Luftpumpe für den Druckwindkessel. Die Druckventile sind selbsttätig. Die Befestigung der Ventilsitze im Gehäuse erfolgt nicht durch Schrauben oder Bolzen, sondern durch besondere mit Oeffnungen versehene Einsatzzylinder, die unten auf dem Ventilsitz aufstehen und deren oberes Ende vom Deckel des Ventilkastens oder vom Windkessel gegen den Sitz gepreßt wird. Hierdurch kann nach Lösung des Deckels resp. des Windkessels sofort das ganze Ventil nebst Sitz herausgenommen werden. (The Engineer 1907, S. 295.) *K.*

Straßen- und Keinbahnen.

Schienenbremse. Die *British Thompson-Houston Company* hat die Wagen der *Sheffielder Straßenbahn* mit ihrer bekannten elektromagnetischen Schienenbremse ausgerüstet, die jedoch gleichzeitig durch eine Hebelanordnung mechanisch an die Schienen angepreßt werden kann. Bei den Versuchen hat sich gezeigt, daß ein mit parallel geschalteten Motoren angetriebener Wagen durch das Anstellen der Bremse von Hand zum Stillstand gebracht werden konnte, ohne daß die Motoren ausgeschaltet wurden. (Street Railway Journal 1907, Bd. II, S. 109.) *Pr.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

P. Stühlens Ingenieur-Kalender für Maschinen- und Hütten-Techniker. 43. Jahrgang. 1908. Neubearbeitet und herausgegeben von *C. Franzen*, Zivilingenieur in Köln und Professor *K. Mathée*, Ingenieur und Direktor der Königl. Maschinenbauschule, Görlitz. I. Teil: (Brieftaschenform) mit festeingebundenem Text und herausnehmbaren Terminkalendern in zwei Hälften, nebst Eisenbahnkärtchen und Faberstift. II. Teil: (für den Arbeitstisch bestimmt) mit dem Gewerblichen und Literarischen Anzeiger, sowie dem Bezugsquellen- und Adressen-Verzeichnis. Essen-Ruhr, 1908. G. D. Baedeker. Preis beider Teile zusammen M. 4,—.

Theorie der Elektrizität. Von Dr. *M. Abraham.* Erster Band: Einführung in die *Maxwell*sche Theorie der Elektrizität. Mit einem einleitenden Abschnitte über das Rechnen mit Vektorgrößen in der Physik von Dr. *A. Föppl.* Dritte vollständig umgearbeitete Auflage. Herausgegeben von Dr. *M. Abraham.* Mit 11 Abb. Leipzig 1907. B. G. Teubner. Preis geb. M. 12.

Die Berechnung der Lichtweite, Höhe und Zugkraft der Schornsteine (Kamine, Essen). Ein Hand- und Nachschlagebuch für Ingenieure, Architekten, Techniker, Kaminbauer, Dampfkesselfabrikanten, Faschschulen, Fabrikbesitzer und Betriebsleiter. Mit einer Einleitung von *Louis Bauer*, Ingenieur, weil. techn. Direktor einer Feuerungsbaugesellschaft. Bearbeitet von *F. Rauls*, Ingenieur für Feuerungsanlagen, Ziegeleien, Kalkwerke und Schornsteinbau in Köln a. Rh. Köln a. Rh., 1907. Ludwig Büschl. Preis geh. M. 2,80.

Ueber Versuche mit Lötmitteln. Ein Beitrag zur Materialprüfung. Von Dipl.-Ing. *Adolf Lippmann*, Königl. Oberlehrer in Köln. Sonderabdruck aus der Elektrotechnischen Zeitschrift 1907, Heft 35 und 36. Berlin. Julius Springer.

Achter Bericht des technologischen Gewerbemuseums (Gewerbeförderungsinstitutes) der Handels- und Gewerbekammer in Prag. Bericht über die Tätigkeit des Institutes im Jahre 1906. Prag, 1907. A. Hase.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.
88. Jahrg., Bd. 322, Heft 51. Berlin, 21. Dezember 1907.
Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 30 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Transportanlagen des Getreide-Welt-Verkehrs.

Von **E. Lufft**, Regierungsbaumeister.

(Fortsetzung von S. 786 d. Bd.)

A. *Getreideverschiffungs-Anlage im Hafen von Haidar-Pacha.*

Durch die anatolische Eisenbahn ist Kleinasien, welches als getreideerzeugendes Land immer mehr von Bedeutung wird, in einer Weise erschlossen worden, wie man es noch vor der Verwirklichung dieses dem deutschen Unternehmungsgeiste alle Ehre machenden Werk es nicht erhoffen konnte. Der Ausgangspunkt dieser Bahn (Fig. 4) liegt in Haidar-Pacha, wo augenblicklich für Zwecke des Güterumschlages große Speicher- und Bahnhofsanlagen errichtet werden. Haidar Pacha liegt auf der kleinasiatischen Seite des Bosporus, Stambul unmittelbar gegenüber. Von diesem Ausgangspunkte verzweigt sich die Bahn, indem sie den zentralen und hoch gelegenen Teil des Landes, der sich für den Anbau der meisten Fruchtarten besonders eignet, an den Weltverkehr anschließt. Vor dem Bau der Bahn erfolgten die Getreidetransporte in langsamer und kostspieliger Art, indem das Getreide durch Karawanen an die nächstgelegenen Hafenplätze verbracht wurde, wo es ebenso sehr an Gelegenheit zum Lagern, wie an Vorrichtungen zum Umschlag nach den Schiffen mangelte.

Vor dem Bau der nachbeschriebenen Anlage wurde das mit der Bahn die Hochebene herabkommende Getreide fast ausschließlich in Derindjé, einem ganz im Hintergrunde des Golfes vom Ismid gelegenen kleinen Hafenorte, verschifft. Hierzu bestehen in Derindjé mehrere, niedrig gebaute Lagerhäuser ohne maschinelle Einrichtung, außerdem jedoch zwei mehrgeschossige Bodenspeicher, welche auch die für die Einlagerung, das Umstechen und die Verschiffung erforderliche Maschinerie enthalten. Nachdem sich jedoch diese Maschinerie im Laufe der Zeit als unzulänglich ergeben hat, wurde der Bau bedeutend größerer und modern eingerichteter Speicher in Verbindung mit einer leistungsfähigen Verschiffungsanlage im Gebiet des Hafens von Haidar Pacha beschlossen.

Fig. 4. Die anatolische Bahn.

Maßstab 1 : 3000.

A Polizei, B Zollhaus, C Maschinenhaus, D Querbrücke, E Kaibrücke, F ältere Anlage, G Warenschuppen, H u. J Silo, K Bodenspeicher, L projektierter Speicher, M fahrbarer Kran, N feststehender Kran, O u. P Aufuhrgleise.

Fig. 5. Lageplan des Hafens von Haidar Pacha mit dem Speicher.

Leider fehlen im Innern des Landes an den einzelnen Bahnstationen, welchen das Getreide zugeführt wird, noch fast alle Vorkehrungen für dessen zweckmäßige Aufnahme. Die Folge davon ist, daß das Getreide außerordentlich stark verunreinigt nach dem Verschiffungsort gelangt. Eine besonders bedeutende Rolle unter den verschiedenen Getreidearten bildet die Gerste, welche in der Hauptsache nach englischen, dann aber auch nach den deutschen Häfen der Ost- und Nordsee zur Ausführung gelangt. Es sind deshalb in den [Speichern von Haidar Pacha umfangreiche Anlagen für die Reinigung und Sortierung namentlich der Gerste vorgesehen.



Auf dem Hafengelände von Haidar Pacha (Fig. 5) sind bis jetzt drei geräumige Speicher errichtet und zwar alle in einer dem Kai parallel laufenden Reihe. Der Bau noch weiterer Speicher ist, wenn der Bedarf hierzu vorliegt, vorgesehen. Von diesen Speichern sind zwei (*H* und *J*) Silospeicher, während der dritte, zwischen den beiden Silos stehende (*K*) nach dem Bodenspeichersystem ausgeführt ist. Das Getreide kommt durchwegs in losem Zustande in den Waggons der Bahn an, wird von diesen

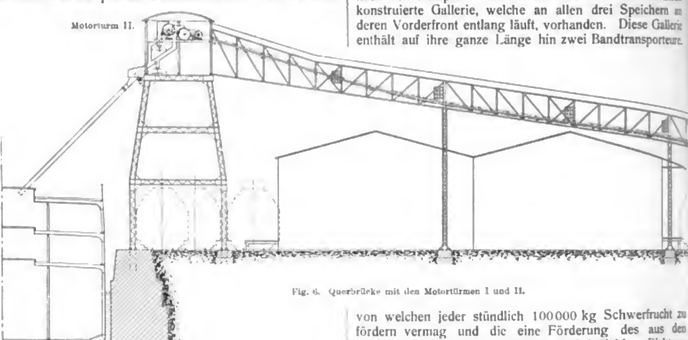


Fig. 6. Querbrücke mit den Motortürmen I und II.

Hier interessiert jedoch in der Hauptsache die Verbringung des in den Speichern eingelagerten Getreides nach den Dampfern. Zu diesem Zwecke ist eine in Eisen konstruierte Gallerie, welche an allen drei Speichern an deren Vorderfront entlang läuft, vorhanden. Diese Gallerie enthält auf ihre ganze Länge hin zwei Bandtransporteure, von welchen jeder stündlich 100000 kg Schwerfrucht zu fördern vermag und die eine Förderung des aus den Speichern kommenden Getreides nach beliebiger Richtung zulassen. Jeder Speicher besitzt Vorbereitungsbehälter, welche unmittelbar nach diesen Bandtransporteuren ausmünden. Der Antrieb dieser wie auch aller übrigen Bandtransporteure wird durch Elektromotoren bewirkt, die in einem sogenannten Motorturm aufgestellt sind, welcher sich an der wasserseitigen Ecke des Silos *H* befindet.

Die Front der Speicher befindet sich in einer Entfernung von rd. 60 m vom Kai. Es führt deshalb von eben genanntem Motorturm eine Querbrücke *D* zum Ufer

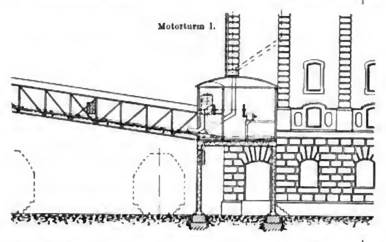


Fig. 7. Motorturm II während des Baues.

nach unterirdisch angelegten Bandtransporten ausgeschüttet und gelangt auf diese Weise vermittels weiterer Bänder und Elevatoren nach einem beliebigen Punkte im Innenraum der Speicher.

und zwar nicht wagerecht, sondern ansteigend (Fig. 6 u. 7), um die für eine bequeme Einbringung des Getreides in die Schiffsräume erforderliche Höhe zu gewinnen. Am Ufer angelangt, zweigt im rechten Winkel die sogen. Kai-

brücke E ab (s. Fig. 8), welche ebenso wie die Querbrücke und die Gallerie zwei Bandtransporteure eingebaut enthält. Die Kaibrücke besitzt eine Länge, welche derjenigen eines großen Dampfers ungefähr gleichkommt, und es muß möglich sein, von jedem Punkte dieser Kaibrücke



Brückenquerschnitt.

das Getreide nach den darunter liegenden Schiffsluken zu bringen, deren gegenseitige Abstände stets wechselnde sind. Deshalb sind an der wasserseitigen Vertikalwand dieser Brücke zwei sogen. Teleskopwagen vorhanden, welche auf Schienen beweglich, die ganze Länge der Brücke abfahren können. Diese Teleskopwagen sind die Ausgangspunkte von ausziehbaren Schüttrohren, welche, indem sie in senkrechten Ebenen schwenkbar sind, eine Anpassung an die je nach Wasserstand oder nach mehr oder weniger fortgeschrittener Beladung sich ergebende Höhenlage der Luken ermöglichen. Die Bewegung der Teleskopwagen erfolgt mit elektrischem Antrieb und die hierbei erreichbare Geschwindigkeit ist eine solche, daß der Wechsel von einer Luke zu einer anderen nur geringe Zeit in Anspruch nimmt. Die Verbindung zwischen den in der Kaibrücke befindlichen Bandtransporten und den genannten Schüttrohren erfolgt durch sogenannte Abwurfwagen. Ihre Wirksamkeit besteht darin, daß der Transportgurt durch geeignet angebrachte Bandrollen veranlaßt wird, eine kurze rückläufige Bewegung zu machen, wodurch das auf dem Gurt liegende Getreide nach vorne ausgeworfen und durch ein Rohr seitlich abgelenkt werden kann.

Während die Leistungsfähigkeit der beiden in der Gallerie befindlichen Bandtransporteure zusammen 200 Tons stündlich beträgt, ist diejenige der Bänder in der Quer- und Kaibrücke eine größere, nämlich 300 Tons. Der Grund hierfür liegt darin, daß das eine der zum Kai hinaufführenden Bänder in der Hauptsache für die Verschiffung des im großen Silo H liegenden Getreides vorgesehen ist. Dieses Getreide kann jedoch in erheblich größeren Mengen dem Vorbereitungsbehälter zugeführt werden, als wie das im Bodenspeicher K lagernde Getreide.

Außer der vorbeschriebenen Verschiffungsanlage befindet sich in Haidar Pacha eine zweite ältere derartige Anlage F, gegenüber dem Silo J, welche jedoch nur von einer stündlichen Leistung von 100 Tons ist. Indem die Bänder in der Gallerie nach beiden Richtungen zu fördern vermögen, sind sie imstande, auch das Getreide nach dieser älteren Anlage zu bringen. Es ist überhaupt dafür Sorge getragen, daß das Getreide, gleichgültig in welchem der drei Speicher es gelagert sei, sowohl mit der einen, als auch mit der anderen Anlage an Bord der Dampfer gebracht werden kann, wie durch diese Kombination auch gleichzeitig zwei Dampfern die Möglichkeit gegeben ist, Getreidefracht einzunehmen.



Fig. 8. Ansicht der Verschiffungsanlage von der Landseite. Erbaut von Amme, Giesecke, Konegen.

(Schluß folgt.)

Neuere Pumpen und Kompressoren.

Von Prof. **Fr. Freytag**, Chemnitz.

(Fortsetzung von S. 789 d. Bd.)

Das Verdienst, zuerst und unbeirrt durch die Bedenken, welche die Vertreter der Kolbenpumpensysteme dagegen geltend machten, Hochdruck-Zentrifugalpumpen für große Wassermengen — 7 bis 8 cbm/Min. auf Förderhöhen von über 500 m (monometrisch) — in Dienst gestellt zu haben, gebührt der westfälischen Zeche *„Victor"* bei Rauxel. Seitdem die für diese Zeche von *Gebr. Sulzer* mit Motoren der *Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft* gelieferte unterirdische Wasserhaltungsanlage vom Beginn der Inbetriebsetzung ohne Störung arbeitete, hat die elektrisch ange-

triebene Zentrifugalpumpe, besonders auch im Bergbau, eine immer größere Verbreitung gefunden. Während bis vor wenigen Jahren für die zum Antriebe solcher Pumpen dienenden schnellaufenden Motoren 300 bis 400 PS als Höchstleistung galt, sind heute hierfür Motoren von 1100 PS bei 1486 Uml./Min. im Bau.[2])

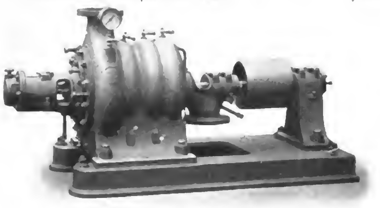


Fig. 7. Vierstufige Zentrifugalpumpe mit Riemenantrieb von Gebr. Sulzer.

An Stelle des elektromotorischen Antriebes kommt häufig auch derjenige mittels Riemen zur Ausführung, da die Pumpen in vielen Fällen den bestehenden Betrieben angepaßt werden müssen.

Fig. 7 zeigt eine vierstufige *Sulzer*-Hochdruck-Zentrifugalpumpe, bei der die Riemenrolle zwischen Saugstutzen und einem äußeren Lager angeordnet ist, was die gleichzeitige Ausbildung des ersteren als Lager für die Pumpenwelle erfordert (s. auch Fig. 2).

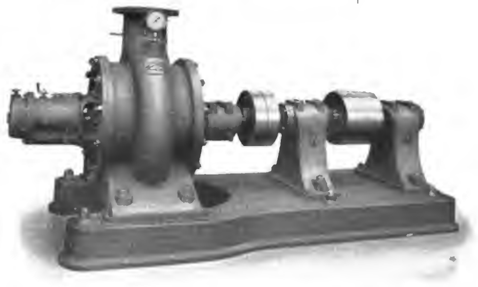


Fig. 8. Hochdruck-Zentrifugalpumpe mit Riemenantrieb von Gebr. Sulzer.

Bei der Hochdruck-Zentrifugalpumpe (Fig. 8) trägt die Grundplatte zwei Lagerböcke mit zwischenliegender Riemenrolle.

Besonders günstige Wirkungsgrade wurden mit *Sulzerschen Senkpumpen* erreicht. Eine solche, in Fig. 9 dargestellte, für eine Förderung von 16 cbm/Min. auf 45 m monometrische Förderhöhe gebaute Pumpe ergab mit 1025 minutl. Umdreh. einen Wirkungsgrad von 83 v. H., der unter etwas anderen Betriebsverhältnissen sogar bis auf 84 v. H. anstieg.

Die zum Schachtabteufen ausgebildeten Senkpumpen werden, wie die Abbildung erkennen läßt, normal mit einem Drehstrommotor zusammen in ein schmiedeeisernes Gerüst eingebaut; sie erfordern nur einen geringen Raumbedarf und können frei am Seile hängend arbeiten, ohne irgendwelche Einbauten und Verlagerungen im Schachte zu beanspruchen.

Fig. 10 zeigt eine 400pferdige Abteufpumpe von *Gebr. Sulzer*, die durch vier Laufräder mit zweiseitigem



Fig. 9. Mehrstufige Senkpumpe von Gebr. Sulzer.

Fig. 10. Mehrstufige Abteufpumpe von Gebr. Sulzer.

[2]) Mitteilung der *Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft*, Berlin.

Einlauf bei 975 Umläufen 8 cbm/Min. auf 165 m hebt. Ein Kammlager ist in der Abbildung nicht ersichtlich; es befindet sich oben am Motor.

Die von dem *Pumpen- und Gebläsewerk C. H. Jäger & Co.* in Leipzig-Plagwitz gebauten Zentrifugalpumpen zeichnen sich durch eine ungemein einfache, seit Jahren vorzüglich bewährte Konstruktion aus.

Die neuesten Verbesserungen, welche an diesen Pumpen getroffen wurden, beziehen sich auf selbsttätige Einrichtungen zur Beseitigung jeglicher Achsialdrücke, so daß die Wellenlager solche im normalen Betriebe überhaupt nicht mehr aufzunehmen haben.

Fig. 11 und 12 zeigen eine *dreistufige* Turbinenpumpe neuester Bauart der genannten Firma.

Die Flüssigkeit tritt durch das Saugrohr A in das erste Schaufelrad B ein, wird hier beschleunigt und im Leitrade C auf höheren Druck gebracht, worauf sie durch den Kanal D in das nächste Schaufelrad gelangt. Der Vorgang wiederholt sich hier, wie auch in dem folgenden Schaufelrade, bis schließlich die Flüssigkeit aus dem Kanal E der Pumpe in den Druckstutzen F derselben gelangt. Da jedes Leitrad mit zugehörigem Laufrad von einem Gehäuseteil umschlossen wird, kann durch Ein- oder Ausschaltung einzelner Stufen die Förderhöhe beliebig geändert werden.

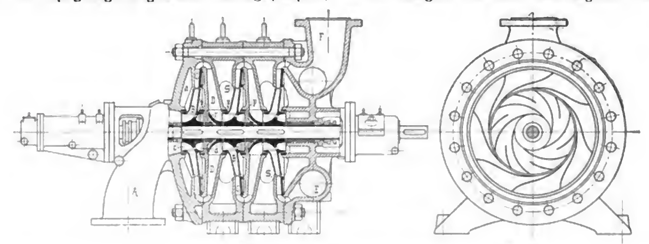
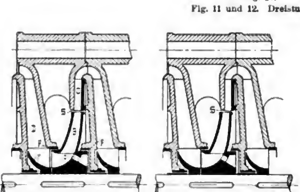
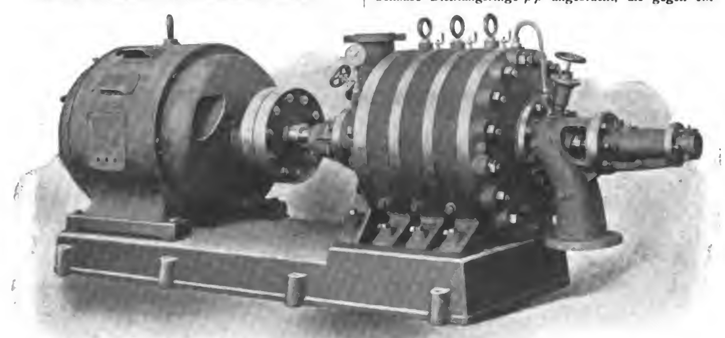


Fig. 11. Fig. 12.
Fig. 11 und 12. Dreistufige Turbinenpumpe von Jäger & Co.

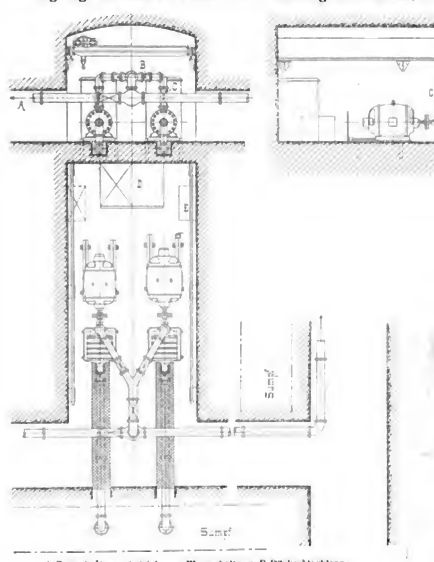

Fig. 13. Fig. 14.
Fig. 13 und 14. Einzelteile zur Turbinenpumpe von Jäger & Co.

Zur Entlastung der im Gegensatz zu der *Sulzer*schen Turbinenpumpe mit *rückwärts gebogenen* Schaufeln ausgeführten Laufräder sind zu beiden Seiten jedes Rades am Gehäuse Dichtungsringe $p\,p$ angebracht, die gegen entsprechende Ringflächen an der Radnabe abdichten. Durch den Spalt S am Umfange jedes Rades wird nun der Druck des Wassers in den Räumen a und b gleichmäßig verteilt; ebenso wird in den innerhalb dieser Dichtungsringe gelegenen Räumen c und d gleicher Druck infolge


Fig. 15. Hochdruck-Zentrifugalpumpe mit elektromotorischem Antrieb von Jäger & Co.

der Durchbohrungen o in der Radnabe hergestellt. Es ist somit jedes Rad für sich nahezu vollständig entlastet.

Um die durch etwaige ungleiche Abnutzungen der Dichtungsringe auftretenden Achsialdrücke selbsttätig zu



A Zur mit Dampf betriebenen Wasserhaltung, B Rückschlagklappe, C Wasserschieber, D Schalttafel, E Anlasser.

Fig. 16. Wasserhaltungsanlage der Zeche „General“.

beseitigen, besitzt die Welle mit den Laufrädern eine geringe seitliche Verschiebbarkeit. Der äußere Kranz jedes Rades ist zylindrisch, während die denselben einschließenden Flächen des Deckels bezw. der Gehäusewände kegelförmig gestaltet sind (s. auch Fig. 13 und 14). Erhält die Welle bezw. die Räder aus irgend einem Grunde einen seitlichen Schub, z. B. von rechts nach links, so daß sich das Rad, wie in Fig. 14 angegeben, nach links verschoben hat, so wird durch die kegelförmige Gestaltung der Gehäusewände der Spalt S auf der linken Seite vergrößert und durch das eintretende Druckwasser ein höherer Druck erzeugt werden, der das Laufrad und damit die Welle wieder nach rechts schiebt.

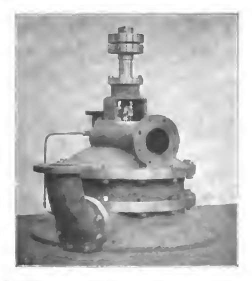


Fig. 17. Zweistufige Kondensatpumpe von Jäger & Co.



Fig. 18. Senkpumpe von Jäger & Co

Zur Beseitigung des im normalen Betriebe der Pumpen auftretenden Strömungsdruckes werden dieselben neuerdings noch mit einer besonderen, aus einem rotierenden

Teller *r* (Fig. 13) von einer der Radnabe ähnlichen Form bestehenden Vorrichtung versehen, durch welche eine Verschiebung des Rades verhindert wird. Ein etwa beim Anlassen der Pumpe auftretender Schub wird, soweit er nicht durch die Entlastungsvorrichtung im Innern der Pumpe aufgehoben wird, von einem reichlich bemessenen Kammlager getragen.

Die — ebenso wie auch die Laufräder — aus zäher Bronze gefertigten, auf einer Seite offenen Leiträder mit nach außen spiralförmig erweiterten Kanälen werden in die Gehäuseteile besonders eingesetzt. Die Wellen bestehen aus Nickelstahl.

Fig. 15 zeigt die äußere Ansicht einer *Jäger*-Hochdruckzentrifugalpumpe der *Mühlheimer Bergwerksgesellschaft*, die mittels beweglicher Kupplung von einem auf gemeinsamer Grundplatte mit ihr stehenden Drehstrommotor der *Allgemeinen Elektrizitäsgesellschaft* von 187 PS bei 1460 Umdr./Min. angetrieben wird. Die Gehäuseringe sind außen glatt hergestellt und durch lange durchgehende Bolzen miteinander verschraubt (s. auch Fig. 12). Die Gehäuseteile der Hochdruckzentrifugalpumpen für mittlere Drücke werden durch Flanschen miteinander verbunden.

Die von der Firma *Jäger & Co.* gelieferte, mit zwei *nebeneinander* geschalteten fünfstufigen Turbinenpumpen für 5 bezw. 6 cbm/Min. bei 368 m Förderhöhe ausgerüstete Wasserhaltungsanlage der Zeche *„General"* in Weitmar bei Bochum läßt Fig. 16 erkennen. Die Motoren leisten 650 bezw. 750 PS bei 1450 Uml./Min.

Fig. 17 zeigt eine der acht stehenden zweistufigen *Kondensatpumpen*, die für die Oberflächenkondensatoren der 5500 KW-*Westinghouse-Parsons*-Dampfturbinen des Kraftwerkes für die Londoner Untergrundbahn in Chelsea geliefert worden sind. Die größte Stundenleistung beträgt 63000 kg Kondensat bei 950 Uml./Min.

In Fig. 18 ist eine vierstufige, von einem Elektromotor angetriebene *Senkpumpe* für die Zeche Bliesenbach, dargestellt, die 750 l/Min. mit 1450 minutl. Umdrehungen auf etwa 100 m Höhe fördert; das Druckrohr ist an eine seitlich im Schacht stehend verlegte Steigleitung angeschlossen.

Ein großer Vorzug der Turbinenpumpen liegt noch darin, daß sie in ein geschlossenes Rohrnetz ohne Hochdruckbehälter und Windkessel arbeiten können. Die Wasserleitung der Pumpe und der Kraftverbrauch regulieren sich dabei ganz von selbst, entsprechend der Wasserentnahme aus dem Netz.

Auch zur Kesselspeisung finden die Zentrifugalpumpen in der Neuzeit Verwendung. Bei Speisung größerer Kesselanlagen hat man nur nötig — bei gleichbleibender Umlaufzahl der Pumpe — den Druckschieber nach Bedarf auf die gewünschte Wassermenge einzustellen oder auch vollständig zu schließen. Angestellte Vergleichsversuche zwischen einer zur Kesselspeisung dienenden Turbinenpumpe der Firma *Borsig* in Berlin-Tegel und einer Dampfkolbenpumpe ließen erkennen, daß erstere der letzteren wirtschaftlich nur dann überlegen ist, wenn elektrischer Strom unmittelbar vorhanden und besonders billig ist[3]).

[3]) Vergl. „Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen", Juli 1905, Heft 20.

(Fortsetzung folgt.)

Der Einphasen-Wechselstrommotor.

Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen.

Von Dipl.-Ing. **A. Linker**.

(Schluß von S. 797 d. Bd.)

Durch eine besondere Anordnung der Feldwicklung, die allerdings im Prinzip mit der von *Déri* angegebenen übereinstimmt, erreicht die Firma *Helios A.-G.*, Köln, (**194**, **197**) ohne Umschaltung der Polzahl des Feldes, daß die beim Anlauf als Hauptschluß resp. Repulsionsmotor arbeitende Maschine nach Erreichung einer gewissen Umdrehungszahl selbsttätig als Asynchronmotor arbeitet.

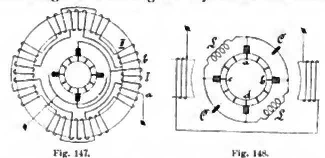


Fig. 147. Fig. 148.

Zu dem Zwecke ist das Feld nach Fig. 147 mit den Wicklungen *I* und *II* versehen. Beim Anlauf wird zwischen den Punkten *a* und *b* der Wicklung *II* nur eine geringe Spannung herrschen, da wegen der Rückwirkung des Rotorfeldes die Impedanz zwischen diesen Punkten dem Anker gegenüber klein ist. Infolgedessen bildet sich nur das von der Wicklung *I* erzeugte vierpolige Feld aus und die Maschine arbeitet als Hauptschlußmotor. Mit zunehmender Umdrehungszahl steigt die Spannung zwischen *a b*, wodurch das von der Wicklung *II* erzeugte achtpolige Feld überwiegt und der Motor infolge der besonderen Wicklung des Rotors als Asynchronmotor weiter arbeitet.

Zur wirksameren Ausnutzung eines nach dem Repulsionsprinzip arbeitenden Motors verwendet *W. Uhde* (**200**) bei einem nach Art der Gleichstrommaschinen gebauten Motor f. d. Polpaar vier Bürsten (Fig. 148), von denen je zwei benachbarte durch regulierbare induktive Widerstände *L* resp. Kondensatoren *C* verbunden sind. Dadurch wird im Gegensatz zu einer Anordnung von *Thomson* und Fig. 75 (*Schuckert*) erreicht, daß die gesamte Wicklung für die Erzeugung eines Drehmoments bei kleinem Anlaufstrom ausgenutzt wird. Es werden nämlich die an die Kondensatoren angeschlossenen Abteilungen *a b* und *c d* der Wicklung des Ankers infolge der gegenelektromotorischen Kraft der Kondensatoren mit Strömen solcher Richtung gespeist, daß eine Stromverteilung entsteht, wie sie sonst bei einem normalen Hauptschlußmotor auftritt. Unter gleichen Verhältnissen ist daher in diesem Fall das Drehmoment beim Anlauf ungefähr $2^1/_2$ mal so groß als bei einem gewöhnlichen Repulsionsmotor mit offener Wicklung. Sobald die Umdrehungszahl einen bestimmten Wert erreicht hat, wird durch eine Umschaltung bewirkt, daß die Maschine als Asynchronmotor weiter arbeitet. Dabei erhält der rotierende Anker den Wechselstrom durch Schleifringe zugeführt, während die ruhende Feldwicklung kurzgeschlossen wird. Die Anordnung scheint jedoch wegen der Anwendung von Kondensatoren wenig Aussicht auf Erfolg zu besitzen.

In ähnlicher Weise, wie es schon von *E. Arnold* angegeben ist, löst auch *L. Schüler* (**218**) die Aufgabe, Motoren für große Anzugskraft zu bauen. Der von der *E.-A. vorm. W. Lahmeyer & Co.*, Frankfurt a. M. gebaute Mo-

tor[91]) besitzt einen Stator *S*, dessen Wicklung (Fig. 149) wie bei einem Drehstrommotor ausgeführt ist. Allerdings werden nur zwei Phasen davon jeweils in Hintereinanderschaltung benutzt, die dritte Phase dient zur Umkehr des Drehsinns. Der Rotor *A* ist wie ein Gleichstromanker gebaut und enthält drei Schleifringe, die mit drei um 120° gegeneinander verschobenen Punkten der Wicklung verbunden sind und andererseits durch Bürsten B_1 an einen regulierbaren Anlaßwiderstand *R* angeschlossen werden können. Soll der Motor zum Anlauf kommen, so schließt man bei geöffnetem Anlasser *R* die Bürsten B_2 mittels des veränderlichen Widerstandes *r*, wobei der Motor durch Repulsionswirkung ein von *r* abhängiges relativ großes Drehmoment entwickelt. Mit steigender Umdrehungszahl wird nun der Anlasser *R* allmählich eingeschaltet und schließlich kurzgeschlossen, so daß die Maschine als Asynchronmotor weiter arbeitet. Da hierbei

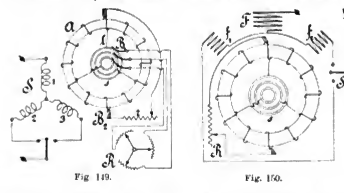
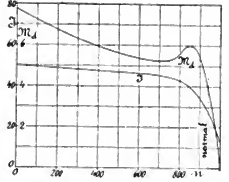


Fig. 149. Fig. 150.

der Kommutator nahezu stromlos wird, so ist keine Möglichkeit zur Funkenbildung geboten.

Während nun beim Arbeiten als Repulsionsmotor das Drehmoment mit höherer Umdrehungszahl sinkt, steigt die Zugkraft des Asynchronmotors von Null an bis zu einem Maximalwert kurz vor dem Synchronismus, um weiter schnell wieder auf Null zu sinken. Der kombinierte Motor zeigt also das Verhalten, wie es in der Kurve des Drehmoments M_d (Fig. 151) dargestellt ist. Er vereinigt somit die günstigen Anlaufbedingungen des Repulsionsmotors mit der guten Wirkungsweise des Asynchronmotors im normalen Betrieb. Ein Nachteil gegenüber dem *Wagner*-Motor nach *E. Arnold* besteht allerdings darin, daß eine besondere Anlaßvorrichtung notwendig ist. Sie besitzt jedoch den Vorzug, ein allmähliches Aendern der Zugkraft ohne Stöße zu ermöglichen.



J = Stromstärke (Amp.); M_d = Drehmoment (m/kg); n = Umdrehungszahl i. d. Minute.
Fig. 151.

Das ist besonders für den Betrieb von Aufzügen wünschenswert und gewährleistet bei Anlagen mit gleichzeitigem Lichtanschluß ein ruhiges Brennen der Glühlampen.

Während bei den älteren Konstruktionen die Aenderung des Drehsinns durch Bürstenverschiebung oder Verwendung zweier um $^1/_2$ Polteilung gegeneinander verschobenen Bürstensätze erfolgte, wird bei den neueren Motoren nur eine Hauptwicklung *F* und zu beiden Seiten derselben je eine Hilfswicklung f_1 und f_2 (Fig. 150) angeordnet, die durch Umschalter *S* wechselweise angeschlossen werden können.

Nach neueren Patenten der Firma *Lahmeyer* (**256**, **282**, **285**, **289**) werden die Hilfswicklungen mit der Hauptwicklung in Reihe geschaltet, so daß sie bei normalem Lauf in derselben Richtung wirken. Beim Lauf dagegen wird eine Hilfswicklung umgeschaltet, wodurch das Hauptfeld auf einer Seite geschwächt, auf der anderen Seite verstärkt und dadurch in einer Richtung verschoben wird. Das Hauptfeld wird zu dem Zweck von einer gleichmäßig verteilten Einphasenwicklung, die Hilfsfelder von einer mit halber Polzahl ausgeführten Zweiphasenwicklung erzeugt.

Fig. 151 zeigt die Betriebskurven eines sechspoligen Motors[92]) von 2,5 PS Leistung für 220 Volt, 6 Amp., 50 Perioden, 960 Umdrehungen i. d. Minute, aus denen ersichtlich ist, daß bei niedrigem Anlaufstrom das Drehmoment relativ hoch ist. Dagegen wird, weil keine Phasenkompensierung vorhanden ist, der Leistungsfaktor klein.

Eine Modifikation des vorigen Motors von *Schüler* ist von *V. A. Fynn* (**215**, **220**, **236**) angegeben. An-

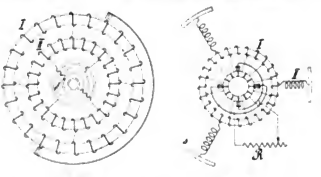


Fig. 152. Fig. 153.

fänglich besaß der Anker neben der Gleichstromwicklung *I* eine zu Schleifringen führende Drehstromwicklung *II* (wie auch im Patent von *Schüler* angegeben), jedoch waren beide Wicklungen miteinander elektrisch verbunden. Diese Form ist jedoch später dahin abgeändert worden, daß eine Vierphasenwicklung benutzt und diese nicht parallel, sondern in Sternschaltung zur Gleichstromwicklung angeschlossen ist (Fig. 152).

Zur Verringerung der Anzahl der Schleifringe auf drei wurde dann nach Fig. 153 eine Dreiphasenwicklung mit einer gewöhnlichen Gleichstromwicklung[93]) vereinigt. Der Motor läuft also als Repulsionsmotor an. Mit steigender Geschwindigkeit wird der Anlaßwiderstand *R* immer mehr verkleinert und schließlich kurzgeschlossen, wobei die Maschine als Asynchronmotor arbeiet.

Durch verschiedene Veränderungen[94]) und Anordnung einer Phasenkompensation (**260**) ist der Motor allmählich so weit verbessert worden, daß er bei nahezu konstanter Geschwindigkeit mit hohem Leistungsfaktor arbeitet und außerdem ein großes (etwa 2,5fach normales) Anzugsmoment besitzt.

In Fig. 154 ist das Schema eines solchen Motors angegeben, wie er von der *E.-G. Alioth*, Münchenstein-Basel gebaut wird.

Der Motor trägt drei Wicklungen. Von diesen er-

[91]) E. T. Z., 16. Juli 1903, S. 565.

[92]) E. T. Z., 16. Juli 1903, S. 567.
El., 15. Januar 1904, Bd. 52, S. 481.

[93]) El. 5. August 1904, Bd. 53, S. 646.

[94]) J. Inst. El. Eng., 8. März 1906, Bd. 36, S. 324
El., 9. März 1906, Bd. 56, S. 839.
E. T. Z., 19. Juli 1906, S. 681.

zeugt die als Einphasenwicklung ausgeführte Arbeitswicklung F_1 das Hauptfeld, HW ist eine um 90 elektrische Grad gegen F_1 verschobene Hilfswicklung zur Erzeugung eines Hilfsfeldes, F_2 dient zur Hervorbringung des beim Lauf notwendigen Erregerfeldes, durch dessen Aenderung der Leistungsfaktor beeinflußt werden kann. Die Wicklungen F_1, F_2 und HW sind Spulenwicklungen, deren Weite gleich der Polteilung ist. Die Fig. 154 zeigt die Schaltung beim Anlauf, wobei die Hilfswicklung HW mit der Hauptwicklung F_1 zusammen ein gegen die dauernd kurzgeschlossenen Bürsten B_1 geneigtes resultierendes Feld ergeben, so daß der Motor nach dem Repulsionsprinzip anläuft. Nachdem eine bestimmte Geschwindigkeit erreicht ist, wird durch Verschieben des Kontakts S_1 das Hilfsfeld allmählich geschwächt. Sobald S_1 auf den Kontakt c gelangt ist, werden die Schalter S_2 und S_3 nach a gelegt. Hierbei wird jetzt infolge der in F_2 als Sekundärwicklung zu F_1 induzierten E M K den Erregerbürsten B_2 ein Strom zugeführt, so daß der Anker das Erregerfeld hervorruft. Da die E M K in F_2 nahezu mit der Klemmenspannung in Phase ist, so kann durch Anwendung einer bestimmten Windungszahl der Leistungsfaktor verbessert und der Einheit nahe gebracht werden. Zur Umkehr des Drehsinns werden F_1 und F_2 umgeschaltet. Diese Motoren werden von *Alioth* in Größen von $^1/_2$ bis 24 PS Leistung gebaut. Sie entwickeln beim Anlauf ein Drehmoment, welches doppelt so groß wie das normale ist, bei etwa $1^1/_2$ fachem Normalstrom und $\cos\varphi = 0{,}6$ bis 0,8. Der Leerlaufstrom beträgt 30—20 v.H. des normalen. Die Schlüpfung schwankt zwischen 11 und 6 v. H. nach der Größe des Motors. Der Motor fällt bei etwa doppelter Ueberlastung und 60 v. H. der synchronen Umdrehungszahl außer Tritt. Infolge der großen Polzahl der Motoren ist der Wirkungsgrad allerdings nicht sehr hoch.

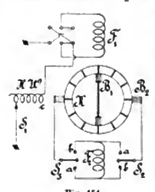


Fig. 154.

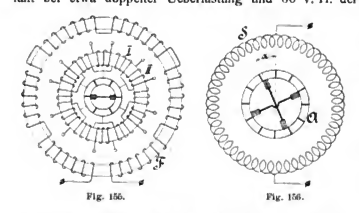


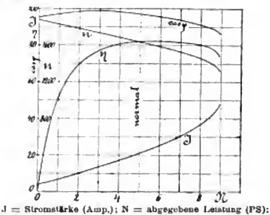
Fig. 155. Fig. 156.

Bei der normalen Leistung beträgt der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}63$ der Leistungsfaktor $\cos\varphi = 0{,}92$ (bei Leerlauf $= 0{,}62$), die Schlüpfung $s = 0{,}08$.

Fynn hat dann später (**280**) einige Veränderungen vorgenommen, um dem Läufer noch eine Hilfsspannung aufdrücken zu können.

In ähnlicher Weise wie *E. Arnold* hat auch *W. A. Laymann* (**266**) die Wirkungsweise eines Repulsionsmotors mit derjenigen eines Induktionsmotors vereinigt mit dem Unterschied, daß entsprechend Fig. 155 außer der normalen Gleichstromwicklung I auf dem Anker gleichmäßig verteilte Spulen II angeordnet sind, welche nach Erlangung einer gewissen Geschwindigkeit von Hand aus oder selbsttätig kurzgeschlossen werden. Diese Konstruktion ruft jedoch gegenüber der vorher angegebenen nur eine Komplikation der Wicklung hervor.

Während *Atkinson* bei dem in Fig. 82 dargestellten Motor die Aenderung des Querfeldes durch einen zur Wicklung II parallel geschalteten Widerstand vornimmt, erreicht *M. Milch*[95]) dasselbe Resultat dadurch, daß er nach Fig. 156 nur eine gleichmäßig verteilte Statorwicklung anwendet, dagegen das Bürstenkreuz um einen Winkel α gegen die Achse des Statorfeldes verstellt.[96]) Die Wirkungsweise dieses Motors entspricht nun in dieser Form der Kombination eines vierpoligen Repulsionsmotors mit einem zweipoligen Induktionsmotor.



J = Stromstärke (Amp.); N = abgegebene Leistung (PS);
n = Umdrehungszahl i. d. Minute; η = Wirkungsgrad (v. H.);
$\cos\varphi$ = Leistungsfaktor (v. H.).

Fig. 157.

Er arbeitet deswegen beim Anlauf als Repulsionsmotor mit großem Anzugsmoment, dagegen beim Lauf als Induktionsmotor mit nahezu konstanter Tourenzahl. Während die Kommutation beim Anlauf ungünstig ist, wird sie bei normaler Umdrehungszahl zufriedenstellend, da der Motor hierbei nicht weit vom Synchronismus abweicht. Die Versuchsergebnisse, welche an einem vierpoligen Motor für eine Leistung von 5 PS, bei 220 Volt Klemmenspannung, 60 Perioden, erhalten wurden, sind in Fig. 157 dargestellt und zeigen, daß der Leistungsfaktor nur wenig kleiner als 1 ist. Ferner ist noch bemerkenswert das große Anlaufmoment, welches nach der von *Milch* gegebenen Theorie hauptsächlich der dritten Harmonischen des Feldes zuzuschreiben ist.

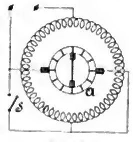


Fig. 158.

Außer der großen Bürstenreibung besitzt der Motor jedoch den Nachteil, daß bei Anlauf der Strom und damit die Kommutatorverluste sehr groß sind und die Kommutierung schlecht ist, so daß er vorläufig nur für niedrige Leistungen gebaut wird.

Milch hat dann die Anordnung (**300**) entsprechend Fig. 158 dahin abgeändert, daß er bei offenem Schalter S den Motor in Hauptschlußschaltung anlaufen läßt und erst in der Nähe des Synchronismus den Schalter S schließt, so daß die Maschine normal als kompensierter Nebenschlußmotor arbeitet.

---

[95]) El. World, 5. November 1904, Bd. 44, S. 770.
Proceed., Juni 1906, Bd. 25, S. 61.
Ecl. El., 5. Mai 1906, S. 185.

[96]) vergl. E. T. Z., 14. Januar 1904, S. 36, Fig. 26.

Versuche über Torsion rechteckig-prismatischer Stäbe.

Von **August Hempelmann**, Diplomingenieur.

(Fortsetzung von S. 792 d. Bd.)

E. *Die Versuchsergebnisse.*

Von der Zusammenstellung der Versuchsergebnisse gibt Tab. 2 ein Beispiel. Es sind fast durchweg vier Versuche für jeden Probestab (bei drei Stäben sechs Versuche) genommen worden. Die erste Spalte P der Zahlentafel zeigt die Belastung in kg, welche Zahlen mit 500 mm zu multiplizieren sind, um das entsprechende Torsionsmoment $= P \, . \, 500$ kgmm zu liefern. Das Wort „Anfangszustand" mit der ersten Ablesung und der folgende Wert „2 kg" sind schon unter C erläutert worden. In den folgenden Reihen erhöht sich die Belastung immer um 1 kg. Die Spalten „Zunehmende Belastung" und „Abnehmende Belastung" zeigen die Ablesungen auf der Zeigerskala in mm. Δ bezeichnet immer die Differenz zwischen den einzelnen Ablesungen in mm, gibt also die gegenseitige Verschiebung der beiden Zeigerskalen für jedes folgende Torsionsmoment von 500 kgmm an. Der Mittelwert Δ_{mittel} wurde berechnet durch Division der ganzen Deformation durch die ganze Belastung. Diese Mittelwerte von vier resp. sechs Versuchen wurden dann wieder zu einem Mittelwert für jeden Stab vereinigt. Die Fig. 9 und 10 geben ein graphisches Bild von je zwei Versuchen mit den einzelnen Probestäben. Als Ordinaten sind die Belastungen resp. die Torsionsmomente eingetragen, die Abszissen sind die Ausschläge beginnend vom Anfangspunkt der Kurve. Die Anfangspunkte sind zur besseren Verdeutlichung auseinander gerückt worden. Die entstandenen Kurven sind durchweg fast gerade Linien, ein Gewähr dafür, daß die Versuche innerhalb der Elastizitätsgrenze blieben.

Wie schon unter B bei Aufstellung des Arbeitsplanes

Tabelle 2.

Stab I a $^{30}/_{13,5}$ bearbeitet

P	1. Versuch					2. Versuch				
	Zunehmende Belastung	Δ	Abnehmende Belastung	Δ	Δ mittel	Zunehmende Belastung	Δ	Abnehmende Belastung	Δ	Δ mittel
Anfangszustand	— 0,7		— 0,7			— 0,7		— 0,70		
2 kg	+ 0,0	0,35 / 0,35	+ 0,0	0,35 / 0,35		+ 0,0	0,35 / 0,35	+ 0,0	0,35 / 0,35	
3 „	0,35	0,35	0,35	0,35		0,35	0,35	0,30	0,30	
4 „	0,75	0,40	0,75	0,40		0,70	0,35	0,70	0,40	
5 „	1,15	0,40	1,15	0,40		1,10	0,40	1,05	0,35	
6 „	1,50	0,35	1,50	0,35		1,40	0,30	1,35	0,30	
7 „	1,85	0,35	1,85	0,35	0,3625	1,75	0,35	1,75	0,40	0,3563
8 „	2,20	0,35	2,20	0,35		2,15	0,40	2,15	0,40	
9 „	2,60	0,40	2,60	0,40		2,50	0,35	2,50	0,35	
10 „	2,95	0,35	2,95	0,35		2,80	0,30	2,80	0,30	
11 „	3,25	0,30	3,25	0,30		3,15	0,35	3,20	0,40	
12 „	3,65	0,40	3,65	0,40		3,55	0,40	3,60	0,40	
13 „	4,00	0,35	4,00	0,35		3,85	0,30	3,85	0,25	
14 „	4,35	0,35	4,35	0,35		4,25	0,40	4,25	0,40	
15 „	4,75	0,40	4,75	0,40		4,65	0,40	4,65	0,40	
16 „	5,10	0,35	5,10	0,35		5,00	0,35	5,00	0,35	
	3. Versuch					4. Versuch				
Anfangszustand	1,35		1,35			1,40		1,40		
2 kg	2,05	0,35 / 0,35	2,10	0,35 / 0,40		2,15	0,35 / 0,40	2,15	0,35 / 0,40	
3 „	2,40	0,35	2,45	0,35		2,50	0,35	2,45	0,30	
4 „	2,75	0,35	2,80	0,35		2,80	0,30	2,80	0,35	
5 „	3,20	0,45	3,20	0,40		3,20	0,40	3,20	0,40	
6 „	3,55	0,35	3,55	0,35		3,60	0,40	3,60	0,40	
7 „	3,90	0,35	3,90	0,35	0,3594	3,95	0,35	3,95	0,35	0,3594
8 „	4,25	0,35	4,25	0,35		4,30	0,35	4,30	0,35	
9 „	4,60	0,35	4,65	0,40		4,65	0,35	4,65	0,35	
10 „	4,95	0,35	4,95	0,30		4,95	0,30	4,95	0,30	
11 „	5,30	0,35	5,30	0,35		5,30	0,35	5,30	0,35	
12 „	5,65	0,35	5,65	0,35		5,65	0,35	5,65	0,35	
13 „	5,95	0,30	6,00	0,35		6,00	0,35	6,00	0,35	
14 „	6,30	0,35	6,35	0,35		6,35	0,35	6,35	0,35	
15 „	6,70	0,40	6,70	0,35		6,75	0,40	6,75	0,40	
16 „	7,10	0,40	7,10	0,40		7,15	0,40	7,15	0,40	

Im Mittel $\Delta = 0,3594$.

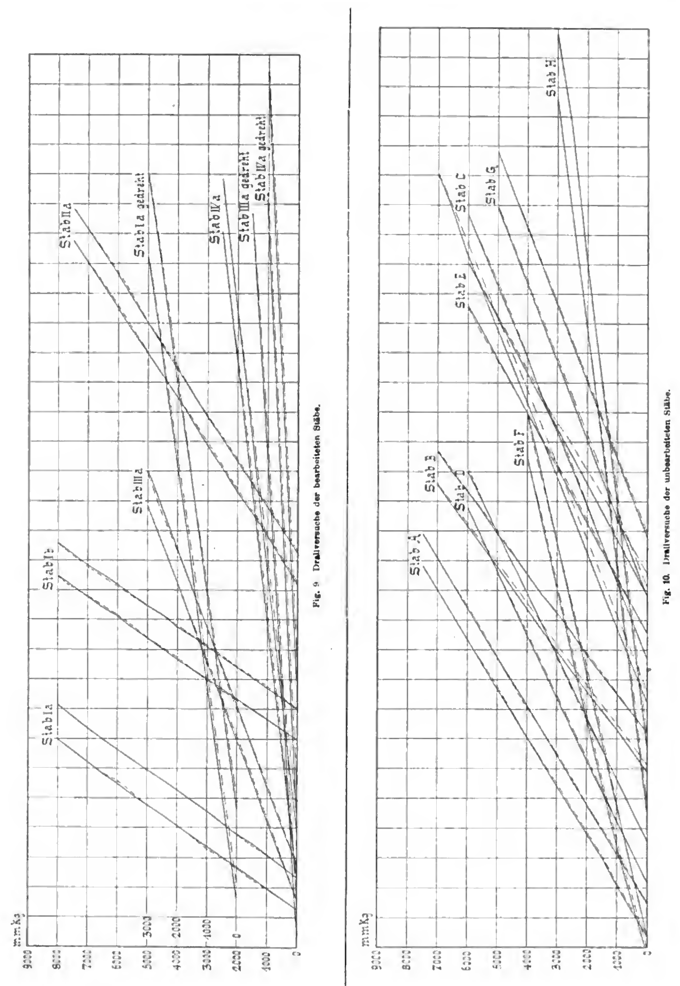


Fig. 9. Drallversuche der bearbeiteten Stäbe.

Fig. 10. Drallversuche der unbearbeiteten Stäbe.

gesagt, lautet die Formel zur Ermittlung des Zahlenwertes C

$$C = \frac{D}{M} \cdot \frac{G}{Q}.$$

In dieser Formel ist der Gleitmodul G zunächst unbekannt. Seine Bestimmung konnte nur durch Versuche herbeigeführt werden, und zwar geschah das in der Weise, daß zunächst der Elastizitätsmodul ermittelt wurde; sodann konnte man aus der *Poisson*schen Gleichung

$$G = \frac{1}{2} \frac{m}{m+1} \cdot E$$

den Gleitmodul finden. Zur Ermittlung des Elastizitätsmoduls wurde das einfache, hier genügend genaue Verfahren gewählt, daß der Stab auf zwei Stützen frei aufgelegt wurde und die Durchbiegung in der Mitte bei einer bestimmten Belastung gemessen wurde. Die Versuchseinrichtung selbst zeigt nebenstehende Skizze (Fig. 11). Auf einer starken I-Schiene, deren Auflageflächen genau abgehobelt waren, ruhten im festen Abstand von $l = 400$ mm die beiden Stützen A und B isoliert durch paraffiniertes Papier J, Schiene und Versuchsstab S lagen durchaus wagerecht, und in der Mitte wurde der Versuchsstab belastet. Das Aufsetzen des Belastungsgewichts geschah mittels einer Traverse T, oben war die Schneide eingesetzt und unten war ein Haken zur Aufnahme einer Gewichtsschale befestigt. Die Durchbiegung selbst wurde mit einer präzis arbeitenden Mikrometerschraube gemessen. Sobald Schraube und Stab sich berührten, war elektrischer Kontakt vorhanden, und ein Läutesignal ermöglichte eine genaue Einstellung und Ablesung. Auch hier wurden die jeweiligen Belastungszustände auf längere Zeit zum Zweck der Kontrolle elastischer Nachwirkungen beibehalten. Die Spalten „Nachkontrolle" bezeichnen in der als Beispiel gegebenen Tab. 3 die Berücksichtigung dieser durchweg ganz minimalen Wirkungen. Spalte 1 dieser Tabellen zeigt wieder die Belastung, welche je nach Querschnittsgröße des Probe-

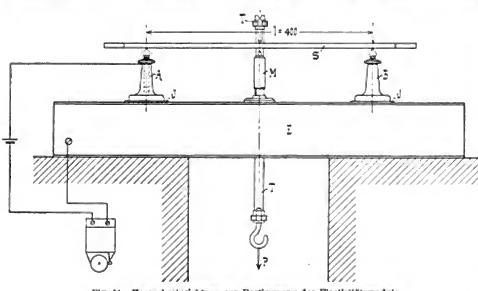


Fig. 11. Versuchseinrichtung zur Bestimmung des Elastizitätsmoduls.

Tabelle 3.

Stab Ia $^{30}/_{13,5}$ bearbeitet. $J_- = \frac{bh^3}{12} = 6150,94$

P	Durchbiegung y Zunehmende Belastung	Nachkontrolle	Abnehmende Belastung	Nachkontrolle	y mittel	Differenz Δ	Δ mittel	Elektrizitätsmodul E
Anfangszustand	1,911	1,911	1,911	1,911	1,9110			
2 kg	1,888	1,888	1,889	1,889	1,8885	0,0225		
4 „	1,866	1,866	1,866	1,866	1,8660	0,0225		
6 „	1,843	1,842	1,843	1,843	1,8428	0,0232		
8 „	1,821	1,821	1,821	1,821	1,8210	0,0218		
10 „	1,800	1,799	1,800	1,801	1,8000	0,0210	0,0224	19354
12 „	1,778	1,777	1,778	1,778	1,7778	0,0222		
14 „	1,755	1,755	1,755	1,755	1,7550	0,0228		
16 „	1,733	1,732	1,731	1,732	1,7320	0,0230		
18 „	1,710	1,710	1,709	1,709	1,7095	0,0225		
20 „	1,687	1,688	1,687	1,687	1,6873	0,0222		
2. Versuch								
Anfangszustand	1,902	1,902	1,901	1,901	1,9015			
2 kg	1,879	1,879	1,878	1,878	1,8785	0,0230		
4 „	1,857	1,857	1,856	1,856	1,8565	0,0220		
6 „	1,833	1,833	1,833	1,833	1,8330	0,0235		
8 „	1,811	1,811	1,811	1,811	1,8110	0,0220		
10 „	1,789	1,789	1,789	1,789	1,7890	0,0220	0,02265	19268
12 „	1,767	1,767	1,766	1,766	1,7665	0,0225		
14 „	1,744	1,744	1,742	1,742	1,7430	0,0235		
16 „	1,721	1,721	1,720	1,720	1,7205	0,0225		
18 „	1,698	1,697	1,697	1,697	1,6973	0,0232		
20 „	1,675	1,675	1,675	1,675	1,6750	0,0223		

stabes um 1 oder 2 kg gesteigert oder vermindert wurde. Die Durchbiegung y ist sowohl bei „Zunehmender Belastung" wie bei „Abnehmender Belastung" eingetragen

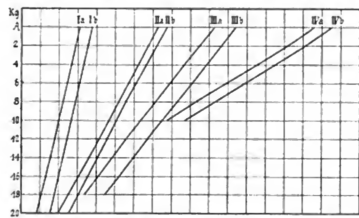


Fig. 12. Mittelwerte aus den Biegungsversuchen der bearbeiteten Stäbe

Als Ordinaten sind die Belastungen P eingetragen und als Abszissen die Durchbiegungen y in Mittelwerten. Die Anfangspunkte sind wieder zur besseren Verdeutlichung auseinandergerückt worden.

Wie schon unter B gesagt, stellt die *Poisson*sche Formel

$$G = \frac{1}{2} \cdot \frac{m}{m+1} \cdot E$$

die Beziehung zwischen Gleit- und Elastizitätsmodul her. Hier ist der sog. *Poisson*sche Koeffizient m nach *Wertheim* mit $m = \frac{10}{3}$ benutzt worden. Mit diesem Werte, der noch einer weiteren Prüfung bedarf, wäre zu setzen:

$$G = 0{,}385\ E.$$

Damit wären demnach alle Werte der Formel

$$C = \frac{D}{M} \cdot \frac{G}{Q}$$

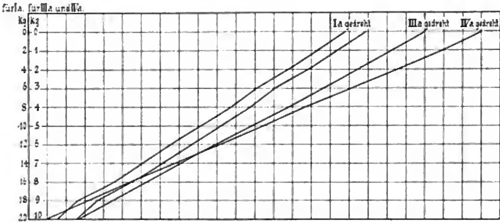


Fig. 13. Mittelwerte aus den Biegungsversuchen der 3 abgedrehten Stäbe

worden. Analog wie in Tab. 2 ist wieder in Tab. 3 die Differenz Δ gebildet und der Mittelwert Δ_{mittel} ausgerechnet worden. Es sind zwei Versuche von jedem Stabe eingetragen worden, die ebenfalls zu verschiedenen Zeiten gemacht sind.

Der Elastizitätsmodul rechnet sich aus der Formel

$$y = \frac{P}{E \cdot J} \cdot \frac{l^3}{48},$$

oder

$$E = \frac{1}{y} \cdot \frac{P}{J} \cdot \frac{l^3}{48};$$

es bezeichnet E den Elastizitätsmodul, y die Durchbiegung, P die Belastung, J das Trägheitsmoment und l die Entfernung der beiden Auflager = 400 mm. Trägheitsmoment und der ausgerechnete Elastizitätsmodul sind für jeden Stab eingetragen. Die Fig. 12, 13 u. 14 geben wieder ein Bild dieser Versuche.

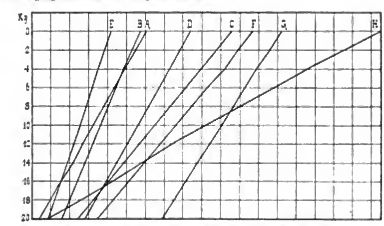


Fig. 14. Mittelwerte aus den Biegungsversuchen der unbearbeiteten Stäbe

bekannt und so C bestimmt.

(Schluß folgt.)

Zeitschriftenschau.

Eisenbahnwesen.

Die elektrisch angetriebenen Drehscheiben der *Felten-Guilleaume-Lahmeyerwerke* werden in drei Konstruktionsarten ausgeführt: Für mittlere Leistungen und Fahrgeschwindigkeiten werden der elektrische Antrieb und die Steuerung entweder auf der Plattform der Drehscheibe, oder in einem gemauerten Schacht oder in einem besonderen, neben der Drehscheibengrube angeordneten Häuschen untergebracht. Bei schwereren Drehscheiben mit hoher Leistungsfähigkeit und Geschwindigkeit, besonders bei solchen ohne Zahnkränze werden kleine Vorspannwagen oder Schlepper verwendet, welche in zwei Ausführungen gebaut werden. Während der motorische Teil in beiden Fällen gleich ist, werden in dem einen Falle die Steuerapparate auf der Plattform der Drehscheibe aufge-

stellt, in dem anderen Falle in einem besonderen Führerhäuschen, mit welchem der Schlepper ausgerüstet ist. Wo es möglich ist, wird die Kontaktvorrichtung in Form von auf Doppelglockenisolatoren befestigten Schleifringen an dem Königsstock befestigt. Die Schleifringe sind aus Rotguß oder Flacheisen hergestellt. Auf ihnen bewegen sich federnde Rotgußkontakte. Als Steuerapparate dienen Reversierkontroller. (Elektrotechnik und Maschinenbau 1907, S. 857—858). *Hg.*

Motorwagen und Lokomotive. (*Nagler.*) Bei den Versuchsfahrten mit Dampfmotorwagen auf den ungarischen Lokalbahnen (s. D. p. J. S. 494 d. B.) wurde der beim Vorheizen der Fahrzeuge sich ergebende Materialverbrauch aus dem Grunde nicht in Rechnung gezogen, weil nur der Materialverbrauch während der Fahrt Zweck der Versuche und des Vergleiches bildete. Bei stetigem Betriebe spielt der zum Vorheizen nötige Brennstoff keine besondere Rolle.

Bei Versuchen in Oesterreich mit einem 12 at Druck besitzenden *Brotan*-Kessel und einem 10 at Druck besitzenden gewöhnlichen Lokomotivkessel, bei gleicher Rost- und fast gleicher Heizfläche wurde festgestellt, daß der *Brotan*-Kessel 35 v. H. weniger Brennstoff brauchte und dessen ungeachtet wurde der Druck von 12 at dabei 50 Minuten früher erreicht als beim Lokomotivkessel der Druck von 10 at. Daraus kann geschlossen werden, daß, wenn ein *Brotan*-Kessel bei den kleineren Lokomotiven verwendet wird, das Vorheizen ebenso rasch und mit geringem Materialverbrauch geschehen kann wie beim Motorwagen.

Die Unterhaltungskosten haben im Jahre 1905 bei den ungarischen Staatsbahnen beim Motorwagen 11,27 Heller für das Zugkilometer, bei einer entsprechend großen Lokomotive aber nur 6,6 Heller betragen

Vergleichende Versuche zwischen Motorwagen und entsprechend konstruierten Lokomotiven haben die Ueberlegenheit der kleinen Lokomotiven deutlich gezeigt. (Annal. f. Gewerbe und Bauwes. 1907, S. 139—143.) *W.*

Elektrotechnik.

Widerstandsöfen mit flüssigem Widerstande. Auf der diesjährigen Tagung der *American Electrochemial Society* zu Philadelphia berichtete der Präsident *Carl Hering* über eine sehr merkwürdige Erscheinung, die er an Widerstandsöfen mit flüssigem Widerstande beobachtet hat. Ist die Stromdichte in dem flüssigen Leiter sehr groß, so schnürt sich die Flüssigkeit an einer Stelle mit beträchtlicher Kraft ein. Diese Einschnürung tritt besonders an solcher Stelle auf, wo der Querschnitt schon vorher kleiner oder aus anderen Gründen der Widerstand größer war.

In Fig. 1 sind *E E* die gekühlten Elektroden einen solchen Ofens; *C* ist der flüssige Leiter, der als Heizwiderstand dient, und *P* die Einschnürung. Zu beiden Seiten der Einschnürung klettert die Schmelze an den Stirnwänden hoch; der von der Flüssigkeitsoberfläche bei *D* mit der Wagerechten gebildete

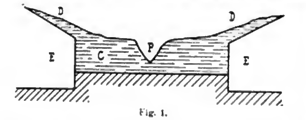


Fig. 1.

Winkel kann 45° und mehr betragen. Die Flüssigkeit verharrt in dieser Lage, die Oberfläche scheint ruhig, während im Innern heftige Strömung aufwärts und abwärts herrscht. Als *Hering* zum ersten Mal diese Erscheinung sah, glaubte er, der Ofenkanal habe plötzlich ein großes Loch am Boden bekommen, durch das die Schmelze ausliefe, überzeugte sich aber bald, daß es sich um einen Gleichgewichtszustand handelte.

Steigert man den Strom noch weiter, so senkt sich die Einschnürung immer tiefer, bis sie den Boden des Kanals erreicht und der Strom unterbrochen wird; dann fließt die Schmelze wieder zusammen, wird im Augenblick wieder zerrissen und bildet so einen stürmischen Stromunterbrecher, der unter lautem Knallen flüssiges Metall umherschleudert. Unter Umständen erstarrt die zerrissene Schicht und der Strom bleibt dauernd unterbrochen.

Bedeckt eine schlechtleitende Schicht, etwa Schlacke die Schmelze, so fällt jene natürlich in die Einschnürung; dann kann hier die Schmelze bis zum Sieden erhitzt werden, während sie zu beiden Seiten erstarrt.

Ist der Strom dauernd unterbrochen, so muß man manchmal den ganzen Ofen auseinanderreißen, um ihn wieder betriebsfähig zu machen.

In einem Falle war die Einschnürung in der Schmelze, die aus Eisen bestand, 15 cm tief; sie reichte bis auf den Boden und unterbrach den Strom dauernd, so daß der Ofenmantel entfernt werden mußte.

Um die beschriebene Störung zu vermeiden, soll man bei derartigen Oefen den Kanal so gleichförmig und frei von Hindernissen so breit und tief als möglich herstellen. Freilich braucht man dann gewaltige Stromstärken bei niedriger Spannung.

Nach den Messungen von Dr. *E. F. Northrup* ist die Erscheinung unabhängig von der Richtung des Stromes und tritt ebenso bei Gleichstrom wie bei Wechselstrom auf.

Reed hat die Erscheinung schon 1895 bei Quecksilber beobachtet. (Electrochemical and Metallurgical Industry 1907, S. 223.) *A.*

Hüttenwesen.

Richten von Eisenbahnschienen. (*Schukowski.*) Die Schienen werden gerade gewalzt. Nach vollständigem Erkalten sind sie krumm mit dem Schienenkopf an der Innenseite. Dieser Zustand stellt sich jedoch nicht allmählich heraus, vielmehr macht die Schiene beim Erkalten sieben Phasen durch. 1. Krümmung der Schiene; Kopf nach außen. 2. Schiene gerade. 3. Krümmung; Kopf innen (ungefähr eine Viertelstunde nach der zweiten Phase). 4. Schiene gerade. 5. Kopf außen (wieder nach ungefähr einer Viertelstunde). 6. Schiene gerade. 7. Endform bei vollständiger Erkaltung (zwei Stunden nach dem Schneiden); Kopf innen. — Die Schienen müssen nachträglich gerichtet werden und die dadurch hervorgerufenen Längenänderungen schädigen das Material. Die Stellen, wo der Druck des Richtstempels übertragen wird, rosten schneller und sind schon am Tage nach dem Richten leicht zu erkennen. Erfolgt das Richten im rotwarmen Zustande, so krümmen sich die Schienen immer wieder. Es ist schwer den Schienen im warmen Zustande eine derartige Krümmung zu geben, daß sie beim Auskühlen vollkommen gerade sind; auch hier ist ein Nachrichten im kalten Zustande unvermeidbar. Durch eine kontinuierliche Richtmaschine könnte den rotwarmen Schienen eine bestimmte Durchbiegung nach außen gegeben werden; die dann von selbst sich richtenden Schienen sollten vollkommen gerade gemacht werden in einer kontinuierlich wirkenden mit Rollen versehenen Richtmaschine an Stelle der bis jetzt allgemein gebräuchlichen, periodisch durch Druck wirkenden.

Die Schriftleitung des Organs bemerkt hierzu, das maschinelle Richten im warmen Zustande habe zur Voraussetzung, daß das ganze Walzstück dieselbe Temperatur besitze, was bei den tatsächlich vorkommenden Walzlängen von 100—120 m nicht möglich sei. Mit gut konstruierten Warmbetten und einer Rollenrichtmaschine läßt sich ganz gut auskommen.

(Die von *Schukowski* beschriebene Erscheinung ist schon anderwärts bekannt gewesen. Zu ihrer Erklärung hat man die verschiedenzeitige Rekaleszenz von Kopf und Fuß der Schienen herangezogen.) (Stahl und Eisen 1907, S. 797—800.) *A. L.*

Kraftanlagen.

Das Maggiawerk bei Pontebrolla. (*Herzog.*) Diesem der *Società ellettrica Locarnese* gehörigen Kraftwerk steht eine

Wassermenge von 7000 l i. d. Sekunde mit 34,8 bis 37,3 m Nutzgefälle zur Verfügung, die durch zwei 110 m lange Druckleitungen von je 1500 mm lichter Weite ausgenutzt wird. Das Maschinenhaus enthält zwei 600 PS-Spiralturbinen von 800 mm Laufraddurchm. mit 600 Umdrehungen i. d. Minute für Drehstromerzeugung, die von dem ersten Ausbau herrühren und drei neuere gleich große Turbinen für 500 Umdrehungen i. d. Minute für einphasigen Wechselstrom, wovon eine zur Aushilfe bestimmt ist. Die neueren Maschinen, die vornehmlich für die Versorgung einer elektrischen Bahn bestimmt sind, haben selbsttätige Druckölregulatoren mit etwa 4 Sekunden Schließzeit. Der Regulator besteht im wesentlichen aus zwei Kapselrädergetrieben, welche Oel nach einem Regulierventil fördern und je nach der Stellung der Muffe in der einen oder anderen Kapsel Druck erzeugen, so daß das betreffende Getriebe im Umlauf gehemmt wird, während das andere, vermöge des eingeschalteten Ausgleichgetriebes, entsprechend schneller einläuft und die Regulierwelle verdreht. Bei normalem Betrieb ist das Ventil in der Mittelstellung und die Regulierwelle in Ruhe. Die geringste Aenderung in der Geschwindigkeit, oder die geringste Verstellung des Ventils hat eine Verdrehung der Regulierwelle zur Folge, so daß die Wirkung des Regulators im Grunde genommen derjenigen eines üblichen hydraulischen Regulators gleichkommt. (Zeitschrift f. d. ges. Turbinenwesen 1907, S. 437—439.) *H.*

Die Elektrizitätswerke am Rheinthalischen Binnenkanal. (*Pasching.*) Dieser auf schweizerischem Gebiete liegende Kanal, der zur Entwässerung des Rheintales an der Vorarlberger Grenze nach dem Bodensee hin, bestimmt ist, führt bei niedrigstem Wasserstand 5—6 cbm i. d. Sekunde, bei Mittelwasserstand 9—10 cbm i. d. Sekunde und weist in seinem Verlauf drei Gefällstufen von 3—3,5 m Höhe auf, die zur Anlage von Wasserkraftwerken ausgenutzt worden sind. Die Aufgabe, alle drei Anlagen auf ein gemeinsames Netz arbeiten zu lassen, ohne die Schwierigkeiten des bekannten Parallelbetriebes räumlich weit voneinander entfernter Kraftwerke in Bezug auf Spannungsregelung und Parallelschalten in den Kauf nehmen zu müssen, hat die *Maschinenfabrik Oerlikon*, Zürich, so gelöst, daß nur eine Anlage als Hauptkraftwerk mit Synchronstromerzeugern ausgerüstet worden ist, während in den beiden anderen Werken sogenannte Asynchronstromerzeuger, d. h. übersynchron laufende Induktionsmotoren aufgestellt würden. Da bei gegebener Spannung und Periodenzahl des Netzes die Stromstärke solcher Stromerzeuger für eine bestimmte Leistung der Turbinen unveränderlich ist, so bedürfen sie keiner besonderen Regelung, sondern sie beschleunigen beim Abnehmen der Netzbelastung nur die Maschinen des Hauptkraftwerkes, was durch Ausschalten der ungenügend belasteten Stromerzeuger und Schließen ihrer Turbinen wieder behoben werden kann. Dagegen erfolgt die Regelung der Netzspannung, der Erregung der Asynchronstromerzeuger und der Turbinengeschwindigkeit ausschließlich in dem Hauptkraftwerk, so daß trotz mancher theoretischer Nachteile dieser Anordnung, an Lohn für die Beaufsichtigung der Nebenkraftwerke, für die je ein Maschinenwärter genügt, viel gespart und, da falsche Schaltungen so gut wie ausgeschlossen sind, eine erhöhte Betriebssicherheit gegenüber dem Parallelbetrieb erzielt werden kann. (Elektrotechnische Zeitschrift 1907, S. 1005—1008 und 1035—1038.) *H.*

Dampfanlage der „Münchner Neuesten Nachrichten". (*Eberle.*) Zur Erzeugung von Kraft, Licht und Wärme standen bisher zur Verfügung: Zwei Einkammerwasserkessel von je 120 qm und 10 at mit Stufenrostfeuerung, sowie ein Zweiflammrohrkessel von 30 qm und 7 at, welcher im Winter zu Heizzwecken dient; ferner eine Kompound-Kondensationsmaschine mit Ventilsteuerung, System *Widemann*, von 300 PS Normalleistung (1897 aufgestellt) und als Reserve eine *Schmidt*sche Heißdampfmaschine von 100 PS, sowie eine kleine ältere Einzylinderauspuffmaschine mit Ventilsteuerung. Einzelne Arbeitsmaschinen waren elektrisch, die übrigen von der Transmission angetrieben. Die notwendig gewordene Vergrößerung der Anlage konnte folgendermaßen erfolgen: 1. durch vollkommenen Anschluß an das städt. Stromnetz, 2. Schaffung eines Reserve- oder Ergänzungsanschlusses an dieses Netz, 3. Aufstellung eines *Diesel*-Motors zur Ergänzung und Reserve und 4. Ausbau der Dampfanlage. Auf Grund der vergleichenden Jahreskostenberechnung entschied man sich für das letzte und zwar in folgender Weise: Der erforderliche Stromverbrauch von 200 KW nebst dem nötigen Heizdampf konnte durch die vorhandenen zwei Wasserrohrkessel und die Hauptbetriebsmaschine wohl erzeugt werden; diese wurden daher als Reserve belassen während noch ein Kessel und eine Maschine aufzustellen waren, welche in möglichst vorteilhafter Weise diese Leistung erzeugten.

Der Kessel erhielt 160 qm Heizfläche und 10 at Ueberdruck; er ist ein Wasserrohrkessel mit zwei totalen Wasserkammern und zwei mit Rücksicht auf den Aufstellungsort nicht eingemauerten Oberkesseln. Zwischen Oberkessel und Röhrenbündel befindet sich ein ausschaltbarer, schmiedeeiserner Ueberhitzer von 60 qm Heizfläche; da böhmische Braunkohle zur Verwendung kommen soll, ist der Kessel mit schrägem Treppenrost und Oberluftzuführung versehen. Zwischen Kessel und dem 45 m hohen Schornstein liegt ein *Green*scher Ekonomiser von 96 Röhren. Die Maschine ist eine Zweifachexpansionsmaschine mit hintereinander liegenden Zylindern von 450 mm Hochdruckzylinderdurchm., 670 mm Niederdruckzylinderdurchm., 900 mm Hub und 115 Umdrehungen i. d. Minute, wobei der Hochdruckzylinder keinen Mantel hat. Die Steuerung erfolgt durch Ventile nach System *Widemann*. Zwischen beiden Zylindern wird der Dampf für die Heizung entnommen und durch eine selsttätige unter dem Einfluß des Zwischendampfdruckes stehende Einrichtung dieser Druck gleichmäßig auf 0,7 bis 0,9 $^{kg}/_{qcm}$ erhalten. Durch einen Dampfentöler wird der Heizdampf zum Niederdruckdampfverteiler geführt, wo sein Druck auf 0,1 $^{kg}/_{qcm}$ vermindert wird und gleichzeitig stets im Bedarfsfalle Frischdampf zugeführt werden kann.

Die angestellten Versuche ergaben für den Kessel bei einer Dampfleistung von 13.4 kg auf 1 qm Heizfläche eine Wärmeausnutzung 75,7 v. H. in Kessel und Ueberhitzer und eine solche von annähernd 82 v. H. in Kessel, Ueberhitzer und Ekonomiser. Für den Ueberhitzer berechnet sich der Wärmedurchgangskoeffizient zu $k = 10,3$ und für den Ekonomiser $k = 11,2$. Bei einem Kohlenpreis von 42,2 Pf. für 100000 WE beträgt der Dampfpreis 3,46 M. für 1000 kg. Die indizierte Leistung der Maschine betrug 300 PS_i. Der Dampfverbrauch für die $^{PSi}/_{Std.}$ war mit Zwischendampfentnahme 6,76 kg, ohne Zwischendampfentnahme 6,47 kg, wobei im ersten Fall in der Stunde durchschnittlich 574 kg, d. i. 26,7 v. H. des gesamten der Maschine zugeführten Dampfes zur Heizung entnommen wurden. Die Gesamtwirkungsgrade der Maschine und der mit ihr zusammengekuppelten Dynamo waren im ersten Fall 84,6 v. H. bezw. im zweiten Fall 84,9 v. H. Nach der Leerlaufarbeit ergibt sich der mechanische Wirkungsgrad der Maschine zu 91,5 bezw. 91,3 v. H. Der Dampfverbrauch für die Kilowattstunde beträgt einschließlich Heizung 10.8 kg und ohne Heizung 10,3 kg, die Brennstoffkosten für dieselbe 3,76 Pf. bezw. 3,58 Pf. ohne Heizung. (Zeitschr. des Bayer. Revisionsvereins 1907, S. 175—177 und 187—189.) *Z.*

Materialienkunde.

Angriff von Glas durch Wasser. (*Mylius.*) An Glasoberflächen schlägt sich Wasser nieder; ein Teil wird vom Glase absorbiert (permanente Wasserhaut); ein anderer Teil (die temporäre Wasserhaut) löst alkalische Glasbestandteile. Wie schon *Förster* fand, ist der Angriff durch Säuren nicht wesentlich abhängig von der Art und der Konzentration der Säure; nur das Wasser in der Säure greift das Glas an; die Säure neutralisiert nur das gelöste Alkali; wäßrige Lösungen greifen schwächer an als reines Wasser.

Schlechte Gläser, die viel Alkali und wenig Kalk und Tonerde enthalten, werden schon bei Zimmertemperatur von verdünnter Schwefelsäure ausgelaugt, wobei Alkali aus- und Wasser bis zu 12 v. H. eintritt. Das Glas erscheint äußerlich unverändert. Beim Liegen an der Luft und bei allmählichem Erwärmen wird das aufgenommene Wasser abgegeben und das Glas blättert ab. Bei schnellem Erhitzen *entglast* es; es bildet sich ein Schaum von feinen Bläschen in der entwässerten Glasoberfläche. Die Entglasung tritt oberhalb 400° ein. Die Entstehung von Wasserdampfblasen setzt einen plastischen Zustand des Glases voraus. Aus diesem Grunde unterbleibt die Schaumbildung bei den Verwitterungsschichten der höher schmelzenden Glassorten; kieselsäurereiche Verwitterungsschichten entglasen vornehmlich durch Abscheidung von fester Substanz, vermutlich Kieselsäure.

Die Reaktionsfähigkeit von Silikatgläsern kann rasch durch die „Eosinprobe" festgestellt werden, indem man eine frische Bruchfläche mit feuchter ätherischer Jodeosinlösung behandelt und die am Glase abgeschiedene rote Eosin-Alkalischicht kolorimetrisch bestimmt. Behandelt man eine Minute lang, so erhält man ein Maß für die Hygroskopizität des Glases, behandelt man einen Tag lang, so erhält man aus der abgelagerten Farbstoffmenge ein Maß der Verwitterbarkeit.

Mylius hat diese empfindliche Probe nach allen Richtungen genau geprüft und gibt die dabei zu beobachtenden zahlreichen Vorsichtsmaßregeln genau an. (Zeitschr. f. anorgan. Chemie **55**, S. 101—118, 233—260.)

A.

Bücherschau.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. 5. Teil. *Der Eisenbahnbau*, IV. Band, *Anordnung der Bahnhöfe.* Erste Abteilung. Einleitung, Zwischen- und Endstationen in Durchgangsform, Verschiebebahnhöfe, Güter- und Hafenbahnhöfe. Bearbeitet von *A. Goering* † und *M. Oder*, Herausgegeben von *F. Loewe* und Dr. *H. Zimmermann*. Mit 420 Abb., 9 Texttafeln und 5 lithographierten Tafeln, sowie ausführlichem Namen- und Sachverzeichnis. Leipzig, 1907. Wilh. Engelmann. Preis geh. M. 14,—, geb. M. 17,—.

Ueber Bahnhofsanlagen sind bereits eine erhebliche Anzahl von Werken erschienen, die sich indessen — abgesehen von einzelnen recht wertvollen Abhandlungen über besondere Arten von Bahnhofsanlagen — meist darauf beschränkten, an einer Anzahl ausgeführter Beispiele die Zweckmäßigkeit der gewählten Anordnungen zu prüfen und daran Betrachtungen allgemeiner Art anzuknüpfen. Der umgekehrte Weg ist in dem vorliegenden großzügig angelegten Werke eingeschlagen, welches es sich zur Aufgabe gestellt hat, die *Grundrißbildungen der Bahnhofsanlagen*, von den einfachsten Formen und Betriebsarten ausgehend, *in möglichst systematischer Weise* zu entwickeln, d. h. die *wesentlichen* Bestandteile und die zu deren Benutzung *notwendigen* Verbindungen, unter Ausscheidung des Zufälligen und Nebensächlichen, aus den *Betriebsbedürfnissen* abzuleiten. Als grundlegende Anforderungen sind dabei an die Anlagen gestellt worden, daß sie einerseits den jeweiligen Verkehrs- und Betriebsbedürfnissen in *sicherer*, aber zugleich möglichst *einfacher* Weise entsprechen, anderseits aber je nach Zuwachs des Verkehrs *erweiterungsfähig* sein müssen.

Der Plan zu dem ausgezeichneten Werke stammt von dem leider zu früh dahingeschiedenen Geheimen Regierungsrat Prof. *A. Goering*, dem „Klassiker" des Bahnhofsbaues, der sich infolge von Ueberlastung mit Amtsgeschäften genötigt sah, die Arbeit mit Prof. *M. Oder* zu teilen, dem ein bedeutender Anteil an der Abhandlung zukommt und dem vor allem das Verdienst gebührt, die von ihm behandelten Abschnitte im Sinne *Goering*s bearbeitet zu haben, so daß sich das gemeinsame Werk zu einem einheitlichen Ganzen gestaltete.

Die Einleitung, welche Zweck und Wesen der Bahnhofsanlagen behandelt und eine Uebersicht und Einteilung des ganzen Stoffes gibt, und ebenso der erste Abschnitt über Zwischen- und Endstationen in Durchgangsform entstammen der Feder *Goering*s. Die folgenden Abschnitte über die Grundzüge der Güterbeförderung und des Güterzugbetriebes, die Verschiebebahnhöfe, die Güter- und Hafenbahnhöfe sind von *Oder* verfaßt, aber von *Goering* im Interesse der Einheitlichkeit überarbeitet worden. Um auch dem Anfänger das Studium des Eisenbahnbetriebes und der Bahnhofsanlagen zu erleichtern, ist das Werk derartig aufgebaut, daß von den einfachsten Stationsanlagen ausgegangen wurde und, schrittweise vorgehend, zweckmäßige Gleisanordnungen für umfangreichere Zwischenstationen entwickelt wurden. Da ein gleiches Verfahren indessen nicht ausreichend erschien, um die verwickelten Zwecke der Verschiebe- und Güterbahnhöfe zu erläutern, wurde ein besonderer Abschnitt eingeschaltet, in dem die Grundzüge der Güterbeförderung und des Güterzugbetriebes im Zusammenhange erörtert wurden. Auf diesen verkehrs- und betriebstechnischen Grundlagen sind dann die beiden letzten Abschnitte aufgebaut, die eingehend die Verschiebebahnhöfe und die Güter- und Hafenbahnhöfe behandeln. Erfahrungsgemäß bereitet das Studium der Verschiebebahnhöfe dem Anfänger besondere Schwierigkeiten wegen der verwickelten Vorgänge beim Verschiebedienst und wegen des großen Umfanges der Verschiebeanlagen. Es sind daher nach einer kurzen Aufzählung der Zwecke und Anordnungen der Verschiebebahnhöfe eine Anzahl von Beispielen ausführlich besprochen worden, während im Gegensatz hierzu in dem Abschnitt über Güteranlagen mit ihren einfacheren Verhältnissen die Beispiele teilweise erst zum Schluß der systematischen Erörterungen gebracht wurden. Einen besonderen Wert hat die Darstellung der ausführlich beschriebenen Anlagen dadurch erhalten, daß die Angaben über die Größe des Verkehrs und die Art des Betriebes an Ort und Stelle eingehend geprüft wurden, dadurch auf manche Mängel, die sich im Laufe der Zeit herausgestellt hatten, hingewiesen werden und ebenso mancher Irrtum richtig gestellt werden konnte.

Alles in allem handelt es sich hier um ein Werk, das hinsichtlich der systematischen, klaren, sachlichen und durchsichtigen Behandlung des Stoffes als mustergültig bezeichnet werden muß. Nicht zum wenigsten tragen die sehr zahlreichen guten Abbildungen und Tafeln dazu bei, dem Leser eine lebendige Vorstellung der im Texte behandelten Anlagen zu verschaffen. Die Eisenbahnfachliteratur ist jedenfalls durch das vorliegende Werk um ein Meisterwerk hinsichtlich der wissenschaftlichen und systematischen Behandlung der Bahnhofsanlagen bereichert worden. Sowohl der junge Ingenieur, der zum ersten Male in der Praxis vor der Entwurfsbearbeitung von Bahnhofsanlagen steht, als auch der Praktiker, dem die Lösung umfangreicher und schwieriger Bahnhofsentwürfe obliegt, wird mit hohem Gewinn vieles Vortreffliche aus dem reichen Inhalt dieses ausgezeichneten Hand- und Nachschlagebuches schöpfen können. Die Anschaffung dieses Werkes kann daher jedem Eisenbahntechniker auf das wärmste empfohlen werden.

J—n.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Lehrbuch der Experimentalphysik. Von *Adolph Wüllner.* Erster Band: Allgemeine Physik und Akustik. Sechste Auflage. Bearbeitet von *A. Wüllner* und *A. Hagenbach.* Mit 333 Abb. Leipzig 1907. B. G. Teubner. Preis geh. M. 16,—.

Harze und Harzindustrie. Von Professor *Max Bottler* in Würzburg. Mit 33 Abb. Hannover 1907. Dr Max Jänecke. Preis geh. M. 4,—, geb. M. 4,40.

Handbuch der angewandten physikalischen Chemie. Herausgegeben von Prof. Dr. *Bredig.* Band VIII. Allgemeine Chemie der Kolloide von Dr. *Arthur Müller.* Mit 22 Abb. Leipzig 1907. Johann Ambrosius Barth. Preis geh. M. 9,—, geb. M. 10,—.

Lehrbuch des gewerblichen Rechtsschutzes. Von Professor Dr. *A. Osterrieth.* Erstes Heft. Leipzig 1908. A. Deichert (Georg Böhme). Preis geh. M. 1,50.

DINGLERS
POLYTECHNISCHES JOURNAL.

88. Jahrg., Bd. 322, Heft 52. Berlin, 28. Dezember 1907.

Herausgegeben von Professor M. Rudeloff, Dozent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg.

Jährlich 52 Hefte in Quart. Abonnementspreis vierteljährlich 6 Mark, direkt franko unter Kreuzband für Deutschland und Oesterreich 6 M. 65 Pf., für das Ausland 7 M. 80 Pf. Redaktionelle Sendungen und Mitteilungen bittet man zu



richten an Professor M. Rudeloff, Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße, die Expedition betreffende Schreiben an Richard Dietze, Verlagsbuchhandlung (Dr. R. Dietze), Berlin W. 66, Buchhändlerhof 2.

Transportanlagen des Getreide-Welt-Verkehrs.

Von **E. Lufft**, Regierungsbaumeister.

(Schluß von S. 803 d. Bd.)

B. *Elevatoranlage zum Löschen von Getreide im Kuhwärderhafen von Hamburg.*

In unseren bedeutendsten deutschen Häfen hat es bis in die neueste Zeit hinein an Anlagen gefehlt, die das Löschen ganzer Getreideladungen in einer rationellen und dem heutigen Stande der Technik entsprechenden Weise auszuführen vermögen. Die Löschung erfolgte vielmehr in der denkbar primitivsten Form der Art, daß durch die Winden der Dampfer das im Schiffsraum in Körbe gefaßte Getreide hochgewunden und auf Deck in eine Kastendezimalwage entleert worden ist, von welcher es dann durch eine hölzerne Schurre in einen längsseits liegenden Lager- oder Flußkahn abgelassen wurde. Diese Ausladeart ist namentlich auch in Hamburg üblich, wo sich die Liegeplätze der Getreidedampfer in der Hauptsache in dem geräumigen etwa 230 m breiten Becken des Kuhwärderhafens befinden. Die Dampfer machen dort im allgemeinen an den Dukdalben fest, die sich etwa in der Mitte des Beckens auf dessen ganze Länge hin in gleichmäßigen Abständen befinden und sorgen dadurch, daß sie sich von diesen Dukdalben in gehörigen Abständen abbäumen, dafür, daß zu beiden Schiffsseiten Leichter längsseits gehen können.

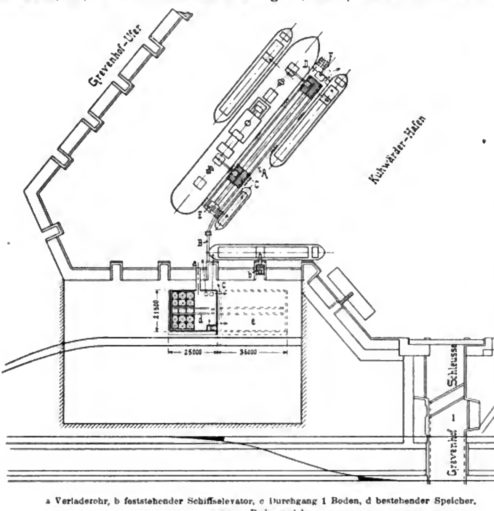
Die nachstehend beschriebene Anlage (Fig. 9), welche mit dem bisherigen Gebrauch beim Löschen von Getreidedampfern vollständig bricht, befindet sich ebenfalls im Kuhwärderhafen. In der Südecke dieses Hafenbeckens befindet sich, wie aus dem Lageplan (Fig. 10) zu erkennen ist, ein im Wasser freistehender Pier *A* errichtet von einer Länge, die einer Dampferlänge etwa gleichkommt.



Fig. 9. Ansicht der Pieranlage. Erbaut von Amme, Giesecke Konegen.

Dieser Pier, welcher aus gerammten und solide verstrebten Pfählen mit kräftiger Holzabdeckung gebaut und durch Streichbalken und Dukdalben gegen die Berührung der Dampfer geschützt ist, hat mit dem Ufer nur durch einen schmalen Steg *B* Verbindung. Dieser Gehsteg (s. a. (Fig. 9) kann hochgeklappt werden, so daß das betr. Stück des Kais für ein anlegendes Schiff jederzeit frei bleiben kann. Der genannte Holzpier, zu dessen beiden Seiten je ein Dampfer anlegen kann, ist das Traggerüst für zwei leistungsfähige Schiffselevatoren *C* u. *D*, von denen jeder

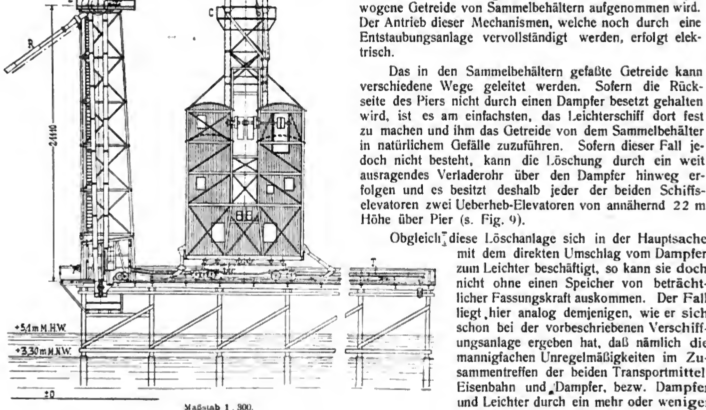
imstande ist, stündlich 125000 kg Schwergetreide zu löschen. Fig. 11 zeigt bei *C* die Bauart dieser Schiffselevatoren, die, in Eisen konstruiert (s. a. Fig. 12), sich auf einem fahrbaren Unterwagen erheben, vermittels dessen sie die ganze Länge des Piers abfahren können. Die Elevatoren können sich deshalb zu einer beliebig gelegenen Schiffsluke hinbewegen und das Anlegen der Schiffe kann rasch und ohne Rücksicht auf genaue Lage erfolgen. Da die Elevatoren aber sowohl nach der einen, als auch nach der anderen Pierseite zu löschen haben, so stützt sich die ganze Konstruktion auf einen Rollenkranz und ist mit einem Drehwerk versehen, welches seine Bewegung durch einen besonderen Drehmotor erhält. Ebenso ist für die Längsbewegung ein besonderer Fahrmotor vorhanden.



a Verladerohr, b feststehender Schiffselevator, c Durchgang 1 Boden, d bestehender Speicher, e neuer Bodenspeicher.

Fig. 10. Lageplan des Kuhwärderhafens in Hamburg.

Für das Heben des Getreides aus dem Schiffsraum dienen Becherwerke der sogen. Zwillingskonstruktion. Es sind das am Ende eines langen Auslegers pendelnd eingehängte Schwebeelevatoren, von denen jedes Fahrgerüst zwei besitzt (siehe Fig. 9 und 12), welche scherenförmig in die Getreideladung eingesetzt werden und damit unter Beschränkung der für das Zuschaufeln erforderlichen Arbeit eine ausgiebige Beherrschung des Schiffsinnenraumes gewährleisten. Das gehobene Getreide wird durch Teleskoprohre nach den Füßen zweier im Innern der Fahrgerüste befindlichen Elevatoren abgegeben, welche die Frucht über automatische Wagen leiten, unterhalb denen das gewogene Getreide von Sammelbehältern aufgenommen wird. Der Antrieb dieser Mechanismen, welche noch durch eine Entstaubungsanlage vervollständigt werden, erfolgt elektrisch.



Maßstab 1 : 300.
T Transportband.

Fig. 11. Pier mit einem der beiden Elevatoren.

Das in den Sammelbehältern gefaßte Getreide kann verschiedene Wege geleitet werden. Sofern die Rückseite des Piers nicht durch einen Dampfer besetzt gehalten wird, ist es am einfachsten, das Leichterschiff dort fest zu machen und ihm das Getreide von dem Sammelbehälter in natürlichem Gefälle zuzuführen. Sofern dieser Fall jedoch nicht besteht, kann die Löschung durch ein weit ausragendes Verladerohr über den Dampfer hinweg erfolgen und es besitzt deshalb jeder der beiden Schiffselevatoren zwei Ueberheb-Elevatoren von annähernd 22 m Höhe über Pier (s. Fig. 9).

Obgleich diese Löschanlage sich in der Hauptsache mit dem direkten Umschlag vom Dampfer zum Leichter beschäftigt, so kann sie doch nicht ohne einen Speicher von beträchtlicher Fassungskraft auskommen. Der Fall liegt hier analog demjenigen, wie er sich schon bei der vorbeschriebenen Verschiffungsanlage ergeben hat, daß nämlich die mannigfachen Unregelmäßigkeiten im Zusammentreffen der beiden Transportmittel, Eisenbahn und Dampfer, bezw. Dampfer und Leichter durch ein mehr oder weniger großes Lager ausgeglichen werden müssen. Bei vorliegender Anlage befinde sich der

Speicher, wie ebenfalls die Fig. 9 zeigt, nicht weit vom Ufer, rd. 14 m von der Kaikante entfernt. Es muß möglich sein, die von dem Schiffselevator ausgebaggerte Frucht diesem Speicher zuzuführen, ohne die für die freie Schiffsdurchfahrt vorhandene Strecke zwischen Pier und Kai zu beeinträchtigen. Es befinden sich deshalb, auf die Länge des ganzen Piers hinführend und von den Unterwagen der Schiffselevatoren überbrückt, zwei Transportbänder (Fig. 11) angeordnet, welche das Getreide aus den Sammelbehältern der Schiffselevatoren empfangen und es nach zwei Turmelevatoren (E und F in Fig. 10 und E in Fig. 11) abgeben, welche es heben und mit langen durch Seilzüge unterstützten Fallrohren R nach dem festen Ufer werfen. Dort erfolgt der Weitertransport durch Bänder und Elevatoren in einer Weise, wie man sie für moderne Speicher allgemein im Gebrauch hat (siehe Fig. 9). Der Speicher, welcher seiner Bauart nach als kombinierter Boden- und Silospeicher angelegt ist, enthält auch, da er nicht ausschließlich Speditionszwecken dient, eine kräftige Einrichtung für die Reinigung und Behandlung der verschiedenen Getreidearten. Das eingelagerte Getreide kann dort in Säcke gefaßt und nach der Bahn, welche sich dem Speicher entlang zieht, verfrachtet werden oder es kann in losem Zustande nach Kähnen gebracht werden, wozu ein allseitig bewegliches und ausziehbares Verladerohr dient.



Fig. 12. Die Elevatoren während des Baues.

Eine den Getreideimporteuren genugsam bekannte und sehr unangenehme Eigenschaft ihres Geschäftes ist die, daß sich in den Getreideladungen von Uebersee häufig sogen. Beschädigungen befinden, worunter solche Partieen zu verstehen sind, welche auf dem langen Wege von der Erzeugungsstelle bis zum Einfuhrhafen durch irgend einen Einfluß in ihrer Qualität Einbuße erlitten haben. Solche beschädigte Partieen müssen natürlich beim Löschen gegenüber den unbeschädigten auseinandergehalten werden und es ist dem bei der Anlage dadurch Rechnung getragen worden, daß die beiden Elevatortürme E, F (Fig. 10) an den Pierenden zu geräumigen Silos ausgebildet und mit Elevatoren, Kastenwagen und Fallrohren ausgestattet wurden. Durch die einfache Verstellung einer Klappe kann das von dem Schiffselevator gelöschte Getreide statt nach Leichtern oder dem Speicher in diese Silos umgeleitet werden, von wo es dann bei passender Gelegenheit in besonders dafür bereitgehaltene Fahrzeuge abgelassen wird.

Versuche über Torsion rechteckig-prismatischer Stäbe.

Von **August Hempelmann**, Diplomingenieur.

(Schluß von S. 813 d. Bd.)

Aus den Versuchsergebnissen ist sodann die Tab. 4 berechnet worden. Der ausgerechnete Elastizitätsmodul ist den Tabellen entnommen und aus den einzelnen Werten ist der Gleitmodul für $m = \frac{10}{3}$ berechnet worden. Die den Tabellen entnommenen Werte für den mittleren Drallwinkel bei dem bestimmten Drehmoment 500 mm/kg sind noch, wie schon erwähnt, mit $\frac{1}{100000}$ zu multiplizieren, um die Verdrehung f. d. Längeneinheit zu erhalten; ebenso ist der jedem Querschnitt eigentümliche, reciproke Wert von Q ausgerechnet und eingetragen worden. Die ausgerechneten Werte für die Konstante C sind für die bearbeiteten Stäbe und für die unbearbeiteten zu je einem besonderen Mittelwert vereinigt worden. Wir erhalten für die bearbeiteten Stäbe

$$C_{m_1} = 0{,}2064,$$

für die unbearbeiteten

$$C_{m_2} = 0{,}2005,$$

beide unter der Annahme $m = \frac{10}{3}$.

Bei dem großen Einfluß dieser Zahl erschien es nötig, sie noch besonders zu prüfen, zumal sie schon oft zu Bedenken Anlaß gegeben hat. Aus diesem Grunde trat der Verfasser auch dieser Frage näher. Die diesbezüglichen Untersuchungen basieren auf der Tatsache, daß bei Torsion runder Stäbe die Querschnitte eben bleiben und der Drall mit der Formel

$$D = \frac{M}{G \cdot J_p}$$

berechnet werden kann, in welcher

$$I_p = \frac{\pi}{2} r^4$$

das polare Trägheitsmoment des Kreises ist. Durch Beobachtung von D für einen runden Stab kann sonach, da I_p bekannt ist, G gefunden werden. Aus dem Verhältnis

$$\frac{G}{E} \text{ folgt sodann } m = \frac{2}{\frac{E}{G} - 2}.$$

Zu diesem Zwecke wurden die Stäbe *Ia*, *IIa*, *IIIa* und *IVa* mit Ausnahme der Enden zylindrisch abgedreht (Fig. 8); sodann wurden sie, wie schon beschrieben, in den Versuchsapparat eingespannt, um D zu ermitteln. In derselben Weise wurde mit den unbearbeiteten Stäben G und H verfahren. Die Versuchsresultate sind in den Fig. 9 und 10 graphisch eingetragen worden. Leider war es nicht möglich, den Stab *IIa* zu untersuchen, da er beim Abdrehen unbrauchbar wurde.

Die Ermittlung des Elastizitätsmoduls gestaltete sich ein wenig schwieriger. Die Versuche waren im Prinzip genau dieselben wie schon geschildert, indessen lag die Schwierigkeit in der Auflage der runden Stäbe, die ja auf den Schneiden nicht ruhig liegen bleiben konnten. Die auf der Skizze (Fig. 15) abgebildete Hilfsvorrichtung half hierüber gut hinweg. Der Stab wurde zunächst auf einer Seite in einem Kästchen D mittels zweier Schrauben fest eingespannt. Das Kästchen war unten mit einem Schlitz versehen und konnte auf der Stütze A pendeln. Stütze B war nun selbst pendelnd angeordnet, was durch zwei gehärtete und mit Gegenmutter versehene Schräubchen, deren Spitzen auf einem gehobelten Eisenstück C standen, ermöglicht wurde. Beide Stützen standen wieder isoliert, Stab und I-Schiene waren genau wagerecht eingestellt, und bei den Versuchen wurde in der schon beschriebenen Weise verfahren. Ebenso wurde auch der Elastizitätsmodul berechnet. Dadurch war auch dieser Wert bekannt. Die Versuchsergebnisse sind in Fig. 13 und 14 graphisch aufgezeichnet. In der Tab. 5 ist J_p für jeden Querschnitt berechnet worden, ebenso wurde der Gleitmodul bestimmt aus der Formel

$$G = \frac{1}{D} \cdot \frac{M}{J_p}.$$

Die ausgerechneten Beziehungen zwischen Gleit- und Elastizitätsmodul erscheinen befremdend gegenüber dem seit vielen Jahren verwandten *Wertheim*schen Versuchswert. Zur Vereinfachung hat auch hier der Verfasser Mittelwerte ausgerechnet. Es ergibt sich $G = 0{,}423\,E$ und $G = 0{,}4288\,E$ als Mittelwerte, welchem ein m in der *Poisson*schen Formel $= 5{,}5$ resp. $m = 6$ entspricht. Die Versuche selbst wurden mit peinlichster Genauigkeit und wiederholt ausgeführt; eine wesentliche Aenderung der Beziehungen zeigte sich nicht. Allerdings ist die Zahl der Versuche gering; sie sind für die folgenden Berechnungen der Aufgabe von Bedeutung. Hier dürften die Betrachtungen interessant sein, welche der französische Physiker *H. Bouasse* an diese Frage knüpft.[20] Derselbe läßt sich über den *Poisson*schen Koeffizienten — den er σ nennt und dessen Wert $= \frac{1}{m}$ ist —, wie folgt aus: „Man weiß heute, daß σ sehr veränderlich ist, je nach dem betrachteten Körper. Die heutige, klassische Theorie der durchaus elastischen Deformationen erlaubt σ alle Werte zu geben zwischen 0 und 0,5; sie läßt infolgedessen alle Beziehungen zu, die zwischen $E = 2\,G$ und $E = 3\,G$ enthalten sind."

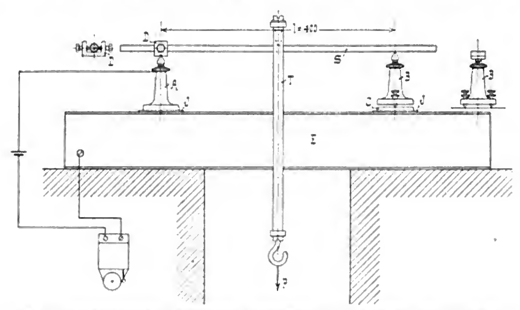


Fig. 15. Versuchseinrichtung zur Bestimmung des Elastizitätsmoduls von Stäben mit rundem Querschnitt.

Nach *Bouasse* heißt die Gleichung, welche die Beziehung zwischen Gleit- und Elastizitätsmodul ausdrückt

$$E = 2\,G\,(1 + \sigma),$$

entsprechend unserer Gleichung

$$E = 2\,G\left(1 + \frac{1}{m}\right).$$

Der Gleitmodul G kann demnach zwischen $^1/_3$ und $^1/_2\,E$ liegen. *Bouasse* schließt seine Betrachtungen mit den Worten: „Es ist also endgültig nicht möglich, auf den Wert des E resp. G aus der Kenntnis des andern zu schließen. Man ist gezwungen, sie alle beide an der Probe, die man benutzt, zu messen."

Aus diesen Ueberlegungen und Ergebnissen wurde dann mit den neuen Beziehungen $G = 0{,}423\,E$ resp. $G = 0{,}4228\,E$ die Tab. 6 in derselben Weise wie Tab. 4 berechnet. Damit haben wir ein wertvolles Resultat erhalten. Alle Werte der Konstanten C nähern sich dem von *Föppl* auf Grund der elastischen Energie aufgestellten

[20]) *H. Bouasse*, Essais des Matériaux. Notions Fondamentales, Relatives aux Déformations élastiques et permanentes. Grenoble et Paris 1905, S. 72. (Dieses Buch kam dem Verfasser kurz vor Abschluß seiner Arbeit zu Gesicht.)

Tabelle 4.

Für $m = \frac{10}{3}$.

Stab	Elastizitäts-modul	Gleitmodul $G = 0,385\,E$	Drall D	$\frac{1}{Q}$	Dreh-moment	Konstante C
Ia	19 354	7451	0,000 003 594	3836,34	500 kgmm	0,20 548
	19 268	7418				0,20 456
Ib	19 502	7508	0,000 003 422			0,19 829
	19 617	7553				0,19 946
IIa	20 164	7763	0,00 000 764	$\frac{3375}{2}$		0,20 017
IIb	20 376	7845	0,00 000 756			0,20 016
	20 298	7815				0,1994
IIIa	20 997	8084	0,0 000 132	1000		0,21 309
	21 710	8358				0,22 032
IIIb	20 619	7938	0,0 000 132			0,20 957
	20 806	8010				0,21 147
IVa	20 361	7839	0,0 000 426	$\frac{625}{2}$		0,20 872
IVb	20 279	7807	0,00 004 302			0,2099
	20 228	7788				0,20 937

Mittlere Konstante $C_{m_1} = 0,2064$.

Stab	Elastizitäts-modul	Gleitmodul $G = 0,385\,E$	Drall D	$\frac{1}{Q}$	Dreh-moment	Konstante C
A	18 862	7262	0,0000 081 634	$\frac{3375}{2}$	500 kgmm	0,2001
	18 929	7288				0,2008
B	19 602	7547	0,000 006 696	1984,75		0,2006
	19 299	7430				0,1975
C	18 375	7074	0,0 000 124	1104,75		0,1938
	18 698	7199				0,1972
D	18 728	7210	0,00 001 037	1321,71		0,1977
	18 779	7240				0,1985
E	19 068	7341	0,000 008 977	1582,03		0,2085
	18 729	7211				0,2048
F	18 694	7197	0,000 021 746	648		0,2028
	18 762	7224				0,2036

Mittlere Konstante $C_{m_2} = 0,2005$.

Tabelle 6.

Für $m = 5,5$.

Stab	Elastizitäts-modul	Gleitmodul $G = 0,423\,E$	Drall D	$\frac{1}{Q}$	Konstante C
Ia	19 354	8187	0,00 003 594	3836,34	0,2257
	19 268	8151			0,2247
Ib	19 502	8250	0,000 003 422		0,2178
	19 617	8298			0,2191
IIa	20 164	8529	0,00 000 764	$\frac{3375}{2}$	0,2199
IIb	20 376	8619	0,00 000 756		0,2199
	20 298	8586			0,2190
IIIa	20 997	8882	0,00 001 318	1000	0,2341
	21 710	9183			0,2421
IIIb	20 619	8722	0,0 000 132		0,2302
	20 806	8801			0,2323
IVa	20 361	8613	0,0 000 426	$\frac{625}{2}$	0,2293
IVb	20 279	8578	0,00 004 302		0,2306
	20 228	8556			0.2300

Mittlere Konstante $C_{mI} = 0,2267$

Für $m = 6$

Stab	Elastizitäts-modul	Gleitmodul $G = 0,423\,E$	Drall D	$\frac{1}{Q}$	Konstante C
A	18 862	8088	0,0000 081 634	$\frac{3375}{2}$	0,2228
	18 929	8117			0,2236
B	19 602	8405	0,000 006 696	1984,75	0,2234
	19 299	8275			0,2199
C	18 375	7879	0,0 000 124	1104,75	0,2159
	18 698	8018			0,2196
D	18 728	8031	0,00 001 037	1321,71	0,2202
	18 779	8053			0,2208
E	19 068	8176	0,000 008 977	1582,03	0,2322
	18 729	8031			0,2281
F	18 694	8016	0,000 021 746	648	0,2259
	18 762	8045			0,2267

Mittlere Konstante $C_{mII} = 0,2233$

Tabelle 5.

Stab	Drallwinkel D	$J_p = \frac{\pi}{2} r^4$	Gleitmodul G	Elastizitätsmodul E_{mittel}	$G = x \cdot E$
Ia Durchm. = 11,45	0,000 035 292	1687,42	8396,0	20 639,86	$G = 0,4068\,E$
IIIa Durchm. = 9,2	0,00 007 863	703,3188	9041,4	20 637,43	$G = 0,4332\,E$
IVa Durchm. = 8,6	0,0 001 011	537,025	9209,25	21 464,6	$G = 0,42904\,E$

Im Mittel $G = 0,423\,E$

Stab	Drallwinkel D	$J_p = \frac{\pi}{2} r^4$	Gleitmodul G	Elastizitätsmodul E_{mittel}	$G = x \cdot E$
G Durchm. = 15	0,000 012 856	4970,1094	7825,25	16 960,5	$G = 0,4613\,E$
H Durchm. = 11,2	0.00 003 955	1544,8026	8183,72	20 644,8	$G = 0,3964\,E$

Im Mittel $G = 0,4288\,E$

Zahlenfaktor $C = 0{,}225$. Es ist Zufall, daß die beiden Versuchswerte $C_{mI} = 0{,}2267$ und $C_{mII} = 0{,}2233$ genau den *Föppl*schen Wert liefern.

Zusammenfassung.

Die Versuche haben ergeben, daß man für $m = 5{,}5$ bis 6 den Drall nach der Formel

$$D = 0{,}225 \frac{M}{G} \cdot \frac{b^2 + c^2}{b^3 \cdot c^3}$$

berechen kann, um Werte zu erhalten, welche der Wirklichkeit hinreichend nahe kommen, daß sich also mit der technischen Methode und der zuerst von *Föppl* entwickelten Ableitung des Drallwinkels brauchbare Resultate erzielen lassen.

Ein Vergleich der Formeln für den Drallwinkel nach der *Föppl*schen und der *Saint-Venant*schen Methode mit den erhaltenen Versuchsresultaten führt zu folgendem Ergebnis:

De Saint-Venant gibt in seiner schon zitierten Formel

$$D = x \cdot \frac{M}{G} \cdot \frac{J_p}{F^4}$$

für den Zahlenwert x beim rechteckigen Querschnitt (Seiten 2b und 2c)

für ein Seitenverhältnis $b = c$, $x = 42{,}68$,

" " " $b = 2c$, $x = 42$ an.[21])

Das ergibt:

für $b = c$ $\quad D = 0{,}2223 \frac{M}{G} \cdot \frac{b^2 + c^2}{b^3 \cdot c^3}$

für $b = 2c$ $\quad D = 0{,}21875 \frac{M}{G} \cdot \frac{b^2 + c^2}{b^3 \cdot c^3}$.

Aus Tab. 6 finden wir für die Stäbe *IVa*, *IVb*, *E* und *F*, welche ein Seitenverhältnis $b = c$ besitzen, als Mittelwert

$$D = 0{,}2289 \cdot \frac{M}{G} \cdot \frac{b^2 + c^2}{b^3 \cdot c^3},$$

für die Stäbe *IIIa*, *IIIb* und *B* mit dem Verhältnis $b = 2c$ den Mittelwert

$$D = 0{,}2303 \frac{M}{G} \cdot \frac{b^2 + c^2}{b^3 \cdot c^3}.$$

Das entspricht bei der *Föppl*schen Formel mit dem Zahlenwert 0,225 einem Unterschied von 1,7 v. H. und bei dem *Saint-Venant*schen Wert 0,2223 einem Unterschied von 2,88 v. H. in Bezug auf den gefundenen Versuchswert 0,2289 für den quadratischen Querschnitt. Bei dem Seitenverhältnis $b = 2c$ ergibt sich bei dem *Föppl*schen Wert ein Unterschied von 2,3 v. H. und bei dem *Saint-Venant*schen Wert 0,21875 ein Unterschied von 5,02 v.H. in Bezug auf den mittleren Versuchswert 0,2303.

Ob auch größere Querschnitte, die einen stärkeren Versuchsapparat erfordern würden, dieselben Resultate ergeben würden, kann noch nicht ohne weiteres geschlossen werden. Von größtem Einfluß war die Tatsache, daß die *Poisson*sche Zahl m statt $^{10}/_3$ zu 5,5 resp. 6 gefunden und in der Berechnung der Versuchsergebnisse verwendet worden ist.

[21]) Siehe *de Saint-Venant*, Comptes rendus 1879, S. 142 und folg.

Zeitschriftenschau.

Dampfkessel.

Ein neuer Ekonomiser, welcher von der Firma *F. Engleitne* in Schwertberg O.-Oe. gebaut wird, besteht ähnlich dem *Green*schen aus einzelnen aus feuerbeständigem Gußeisen gefertigten senkrechten Rohren von je 1 qm Heizfläche, deren unteres Ende durch einen Deckel verschlossen ist. In dem oben angebrachten Deckel befinden sich zwei Kanäle für den Wasserzu- und abfluß; an den ersteren ist ein bis nahe zum Boden des Gußrohres reichendes schmiedeeisernes Zirkulationsrohr angeschlossen, so daß das kalte Wasser durch dieses eintretend vom unteren Ende des Elementrohres emporsteigen muß und ähnlich wie in Fieldrohren zirkuliert. Sechs bis zehn Rohre werden in einer Reihe hintereinander geschaltet, indem die genannten Kanäle mit Flanschen aneinander angeschlossen werden. Sechs bis acht solche Rohrreihen werden durch ein gemeinsames Zufluß- und ein Abflußrohr zu einer Gruppe nebeneinander und je nach Bedarf bis zu vier Gruppen hintereinander geschaltet. Die Heizgase werden in der dem Wasser entgegengesetzten Richtung durch den Ekonomiser geführt. Behufs Reinigen und Ablassen der Rohre müssen die unteren Deckel geöffnet werden. (Zeitschr. der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungsgesellschaft e. G. 1907, S. 117.) *Z.*

Eisenhüttenwesen.

Elektrischer Induktionsofen. In *Tacony* bei *Philadelphia* wurde ein elektrischer Induktionsofen zur Stahlgewinnung den Mitgliedern der *Amerikanischen elektrochemischen Gesellschaft* vorgeführt, der in den riesigen Sägewerken von *Henry Disston Söhne* zur Erzeugung hochbewerteten Tiegelstahl dient.

Ein solcher Induktionsofen stellt einen riesigen Transformator dar, dessen sekundärer Stromkreis durch das zu schmelzende Metall gebildet ist, das in einem ringförmigen Kanal aus feuerfester Masse angeordnet ist und durch den in ihm erregten starken Induktionsstrom als Widerstand erhitzt und geschmolzen wird. Der Induktionsofen hat vor anderen Schmelzöfen den Vorteil, daß das Metall nicht mit Kohle in Berührung kommt und daß es auch keine Verunreinigung aus den Tiegelwandungen aufnimmt, da diese kühler als das geschmolzene Metall sind. Er eignet sich deshalb besonders zur Herstellung bester Qualitätsstahle für Werkzeuge usw. Auch in Deutschland sind schon verschiedene derartige Oefen in Betrieb, z. B. auf den Plettenbergwerken in Westfalen.

Der vorgeführte Ofen ist nach den Patenten von *Edward A. Colby* von der *Induction Furnace Co. of America* gebaut worden. Er ist auf 131 KW Stromverbrauch bemessen. Der primäre Einphasenstrom hat 240 Volt bei höchstens 540 Amp. und bei 60 Wechseln i. d. Sekunde. Die Primärspule besteht aus 28 Windungen Kupferrohr, das von Kühlwasser durchströmt wird; das Rohr hat 9 mm inneren und 15 mm äußeren Durchm. Der ringförmige Schmelztiegel, der mit seinem Inhalt die Sekundärwindung des Transformators bildet, besteht aus einem Stück, hat 37 cm inneren und 61 cm äußeren Durchm. und ist 20 cm hoch. Die Rinne ist 16 cm tief, oben 6 cm, am Boden 5 cm weit und faßt 85 kg Stahl. Die höchste Stromstärke beträgt im Tiegel 15148 Amp. bei 8,57 Volt.

Jede Stunde können 40 kg Stahl abgezapft werden; 45 kg läßt man im Ofen und gibt frisches Material auf einmal zu. Die Schmelzung ist in einer halben Stunde vollendet; nach einer weiteren halben Stunde ist der Stahl fertig. Er steht sehr ruhig in der Gußform. Die Gußblöcke sind sehr dicht und gleichförmig.

Dieser Schmelztiegel verbraucht 40 KW im Maximum. Der Strom wird praktisch durch die Menge des Metalles im Tiegel geregelt. Man braucht nur die Temperatur zu regeln, während man raffiniert und die Gase austreibt.

Der auf 100 kg ausgeflossenen Stahl verbrauchte Strom

schwankt von 60—80 KW/Std, je nach der Natur der Beschickung und der Kohlenstoffmenge, die das Erzeugnis enthalten soll. Die Erscheinung der „Einschnürung" ist in diesem Ofen nie beobachtet worden.

Es hat wenig Wert, aus dem theoretischen Widerstand des flüssigen Stahls die nötige Strommenge zu berechnen, weil der Querschnitt wegen der entwickelten Gase immer schwankt.

Der Ofen hat sich so gut bewährt, daß man eine viel größere Anlage plant. (Electrochemical and Metallurgical Industry 1907, S. 232, 1 Abb.) *A.*

Pumpen.

Glatter Diffuser bei Zentrifugalpumpen. (*E. G. Fischinger.*) Versuchsergebnisse einer Pumpe mit rotierendem Diffuser nach Patent *Novak* Die Messung der Wassermenge erfolgte gleichzeitig durch ein Ueberfallwehr und durch eine Ausflußdüse, wobei die durch die Düse errechnete Menge größer war; nachträglich wurde die Menge durch Wägung nachgeprüft und dabei stellte es sich heraus, daß die Düse eine zu große Menge angab. Die Ursache dieser Erscheinung war die in das Saugrohr eindringende Luft, deren Einfluß etwa 10—11 v. H. betrug. Bei Bestimmung der Wassermenge mit Hilfe von Ausflußöffnungen ist daher Vorsicht am Platze.

Die Versuche wurden mit festgehaltenem und mit rotierendem Diffuser sowie bei verschiedenen Oeffnungen der Ausflußdüse vorgenommen. Der Kraftverbrauch bei der kleineren Oeffnung der Düse betrug 3,86 PS bei festgehaltenem gegen 3,25 PS bei rotierendem Diffuser, wobei die Liefermenge von 8,15 auf 8,59 l/Sek. und die manometrische Förderhöhe von 16,6 auf 18,8 m stieg; der Wirkungsgrad der Pumpe betrug im ersten Falle 46,8 v. H., im zweiten 66,2 v. H. Die entsprechenden Zahlen bei einer größeren Düsenöffnung waren: Kraftverbrauch 4,25 PS gegen 3,72 PS; Liefermenge 9,65 gegen 10,32 l/Sek.; Förderhöhe 15,1 gegen 17,4 m; Wirkungsgrad 45,8 v. H. gegen 64,5 v. H.

Die Erhöhung des Wirkungsgrades um 18,7 v. H. bezw. 19,4 v. H. beweist die vorzügliche Wirkung des rotierenden Diffusers und dürfte derselbe auch bei Turbokompressoren von gleich gutem Einfluß sein. (Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwes. 1907, S. 401—403.) *K.*

Turbinen.

Die wirtschaftliche Berechnung der Hochdruck-Turbinenleitungen. (*Bauersfeld.*) Jede Rohrleitung wird, falls sie nicht ihrer ganzen Ausdehnung nach längs einer einzigen geraden Linie ausgeführt wird, mit nach unten abnehmendem Durchmesser unter möglichster Anpassung an das Gelände aus einzelnen geradlinigen Stücken zusammengesetzt. Vor der Durchführung der eigentlichen Berechnung muß die Trasse der Leitung und damit die Länge der einzelnen Strecken, sowie der an jeder Stelle herrschende Druck festgelegt sein. Aus der Verzinsung des Anlagekapitals für die Rohrleitung, sowie aus den Rücklagen für Erneuerung und den Kosten für Ausbesserungen ergeben sich die jährlichen Ausgaben, die mit zunehmendem Durchmesser steigen. Andererseits entsteht durch den Reibungsverlust in der Leitung, welcher mit einem Gefällverlust gleichbedeutend ist, ein Ausfall an nutzbarer Energie, der sich als Kapitalverlust darstellen läßt, und der mit zunehmendem Durchmesser der Leitung abnehmen wird. Für die wirtschaftlich günstigste Leitung muß die Summe der beiden] Werte, nämlich der jährlichen Kosten der Leitung und des Jahreswertes der Reibungsverluste ein Minimum sein. Auf Grund dieser Bedingungen kann man die Beziehungen zwischen dem Gewicht und dem Reibungsverlust der Leitung ableiten und erhält eine Gleichung, aus der man den Durchmesser der Leitung für jede Stelle berechnen kann. Die Verjüngung der Druckleitung nach unten hin, also mit zunehmendem Druck, die schon von *Forchheimer* empfohlen worden ist, um bei gegebenem Gefällsverlust mit einem Mindestwert von Leistungsgewicht auszukommen, bietet außerdem auch noch den Vorteil, daß mit Verringerung des Durchmessers auch die Wandstärke der unteren Leitungsteile geringer wird, was die Herstellung und Fortschaffung der Leitung erleichtert, außerdem können dann mehrere Rohre in einander gesteckt werden, so daß sie weniger Laderaum in Anspruch nehmen. (Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen 1907, S. 419—421.) *H.*

Wasserbau.

Der Bodensee als Staubecken und der Rhein vom Bodensee bis Straßburg-Kehl. (*Bühler.*) Für die Entwicklung des Bodensees als Staubecken sind folgende Bedingungen maßgebend:

1. Der höchste Wasserstand soll die unschädliche Höchstgrenze von 4,80 m Pegel Konstanz oder 396,46 m N. N. nicht übersteigen.
2. Bei gefülltem Staubecken vorkommende Hochfluten müssen unschädlich und selbsttätig abfließen.
3. Die Abflußmengen bei Niedrigwasser sind zu verstärken.
4. Die Abflußmengen bei Hochwasser sind zu vermindern.
5. Die Schiffahrt im Obersee und im Untersee muß erhalten bleiben.
6. Die bis Mannheim oder bis Straßburg-Kehl gegenwärtig verkehrenden Frachtschiffe sind bis zum Bodensee zu bringen.
7. Gefällsüberschüsse zur Verwertung der Triebkraft und zur Anlage von Schiffsschleusen sind an tunlichst wenigen Punkten zusammenzufassen.

Danach empfiehlt sich die Beschränkung des Staubeckens auf den oberen Bodensee durch Anlage eines Stauwehres mit Schiffsschleuse bei Gottlieben, das aus zwei Ueberfällen von je 2 km Länge und einen sie verbindenden leichten Steg zur Bedienung des Wehres bestehen würde. Der untere Bodensee soll dagegen als Ausgleichbecken bei plötzlichen Hochfluten dienen. Während die heutigen Wassertriebwerke am Rhein ziemlich für die niedrigsten Wassermengen eingerichtet werden mußten, könnte man nach Herstellung des Staubeckens die Wassermenge um 200 cbm i. d. Sekunde verstärken, so daß die Wasserkraft des Rheins zwischen seinem Einlauf in den Bodensee und Straßburg-Kehl in insgesamt sechs Stufen mit etwa 780000 bis 1 Mill. PS nutzbar gemacht werden könnte. Unter den gegenwärtig ausgeführten, genehmigten und geplanten Kraftwerken am Rhein zwischen Neuhausen und Breisach sind zu nennen das Werk Schaffhausen-Neuhausen mit 30,6 m Rohgefälle, das schon seit längeren Jahren im Betrieb ist, die für die Strecke Neuhausen—Waldshut mit 47,9 m Rohgefälle geplanten Werke bei Rheinau und bei Eglisau, deren Turbinen für das 2,3 fache der Mindestwassermenge bemessen sind, das auf der Strecke Waldshut—Basel mit 64,2 m Rohgefälle befindliche Kraftwerk in Rheinfelden mit 7 m Rohgefälle, das einzige ausgeführte unterhalb der Rheinfälle, das genehmigte Werk Laufenburg mit 13,1 m und das von Basel beschlossene Werk Wyhlen-Augst mit 8.4 m Gefälle. Für den gesamten Rheinlauf zwischen Neuhausen und Kehl mit 222,2 m Rohgefälle sind bis jetzt 11 m = 5 v. H. in Rheinfelden und Basel in Betrieb genommen. Gesichert sind zwei Werke mit 21,5 m = 10 v. H. und Pläne liegen vor für drei Werke mit 28,7 = 13 v. H. des Gesamtgefälles. Der Rest mit 72 v. H. steht noch der Ausnutzung offen. (Zentralblatt der Bauverwaltung 1907, S. 543—546 und 556—558.) *H.*

Wasserkraftanlagen.

Wasserkraft-Elektrizitätswerk der Kaministiquia Power Company. Das Wasser zum Betrieb dieses in dem Orte Kakabeka Falls errichteten Werkes wird dem Kaministiquia-Fluß etwa 0,8 km oberhalb des Werkes durch eine Betonleitung von etwa 3,5 m Durchm. entnommen und 1,95 km weit nach einem hochgelegenen Sammelbecken geleitet, aus dem es mit 54 m Gefälle durch zwei Druckleitungen von je 225 m Länge und 2,1 m Weite den Maschinen zufließt. Die Gesellschaft hat die Berechtigung erworben, den Spiegel des Dog Lake, aus dem

der Fluß hauptsächlich gespeist wird, um 3 m zu überhöhen und um 0,9 m zu senken, um eine gleichmäßige Wasserabgabe an das Werk auch während der trockenen Zeit zu sichern, so daß sie über eine Kraftwasserleistung von 60000 PS verfügen kann. In dem Maschinenhaus sind zunächst zwei 7000pferdige Doppelturbinen mit wagerechter Welle von *J. M. Voith* in Heidenheim aufgestellt, die mit General Electric-Drehstromerzeugern von je 4000 KW Leistung und 4000 Volt Spannung gekuppelt sind. Außerdem sind zwei 150 KW-Erregermaschinen mit Verbundwicklung vorhanden, die von *Voith*-Wasserrädern mit 600 Umdreh. i. d. Min. angetrieben werden. Der Strom wird in 6 luftgekühlten Transformatoren von je 1500KW Leistung auf 25000 Volt erhöht und auf einer 32 km langen Doppel-Freileitung nach Fort William übertragen, wo die Spannung wieder auf 2300 Volt für das Stadtnetz herabgesetzt wird. (Electrical World 1907, Band II, S. 519—521.) *H.*

Bücherschau.

Formeln und Tabellen der Wärmetechnik. Von *Paul Fuchs*, Ingenieur. Berlin 1907. Julius Springer.

Die Schrift bringt die im Betriebe von Dampf- und Gaskraftanlagen immer wiederkehrenden wärmetechnischen Berechnungen von Luft- und Gasmengen, des Wärmeinhaltes von Gasen und Dämpfen und der Heizwerte von Brennstoffen u. a. m. in übersichtlicher Zusammenstellung zu dem Zweck, diese Rechnungen leichter und schneller auszuführen. Sie wird namentlich denen willkommen sein, welche mit der Kontrolle der Dampf- und Gaserzeugung und -Verwendung zu tun haben.

Meuth.

Müller-Pouillets Lehrbuch der Physik und Meteorologie. Zehnte umgearbeitete und vermehrte Auflage. I. Band: *Mechanik und Akustik* von *L. Pfaundler*. 801 Seiten mit 838 Abb., geh. 10,50 M. II. Band: *Strahlende Energie* von *O. Lummer*. 1. Abt. 880 Seiten mit 754 Abbildungen und 8 Tafeln, geh. 15 M. III. Band: Wärmelehre, chemische Physik, Thermodynamik und Meteorologie von *L. Pfaundler, R. Drucker, A. Waßmuth* und *J. Hann*. 923 Seiten mit 499 Abb., geh. 16 M. Braunschweig 1905/1907. Vieweg & Sohn.

Im Jahre 1844 erschien die deutsche Bearbeitung der „Eléments de physique expérimentale et de Météorologie" von *Pouillet*. In wenig mehr als einem Jahrzehnt folgten vier neue Auflagen, in denen der deutsche Bearbeiter, *J. Müller*, das Buch unabhängig vom französischen Urbild, weiter ausgestaltete. Während der Vorbereitung der 8. Auflage starb *Müller*; seine Arbeit nahm *L. Pfaundler* auf, der nunmehr seit mehr als einem Menschenalter das immer umfangreicher werdende Werk auf der Höhe der Wissenschaft hält und ihm zugleich seine Anschaulichkeit und leichte Verständlichkeit wahrt.

Aus meiner Knabenzeit sind mir die beiden mäßig dicken Bände des alten Werkes in lieber Erinnerung, während meiner Studienzeit war mir die erscheinende neunte Auflage ein guter Lehrer, auf dessen neue Lektionen ich freilich oft lange warten mußte, da die vier Bände sich von 1886 bis 1898 bedächtig folgten. Besonders der Band über Elektrizität, der 1888-1890 erschien, ist infolgedessen seit Jahren in wesentlichen Teilen veraltet.

Die neue Auflage, die seit zwei Jahren erscheint und binnen kurzem vollendet sein soll — es fehlt noch der Rest der Optik und die Elektrizität — hilft diesem Mangel ab. Zwar ist der Umfang des stattlichen Werkes noch größer geworden; aber durch zweckmäßige Ausnutzung des Raumes, durch Beseitigung von Veraltetem und Entbehrlichem ist ohne großen Umsturz ein zeitgemäßer Umbau ausgeführt worden.

Im ersten Bande hat die Instrumentenkunde weiteren Raum gewonnen. Unter anderem ist die Längenteilmaschine abgebildet und beschrieben, die Wasserwage ausführlicher behandelt worden. Ueberhaupt bietet die Meßkunde jetzt ein einheitlicheres, abgerundetes Bild. Auch die übrigen Teile der *Mechanik* bieten vieles Neue, z. B. sind die neuesten Luftpumpen (Oelpumpe, Pumpe von *Kaufmann* usw.) behandelt. Stets ist Rücksicht auf das praktische Leben genommen; auf S. 272 hat auch die Kniepresse einen Platz erhalten.

Daß die *Atomgewichtstabelle* (S. 33) nicht auf die allgemein gebräuchliche Einheit (0 = 16) bezogen ist, möchte ich scharf tadeln.

Die *Akustik* erscheint bei oberflächlicher Betrachtung unverändert, ist aber in verschiedenen Punkten ergänzt worden.

Die *Optik* ist von *O. Lummer*, der schon in der vorigen Auflage ihr zum Teil eine neue Gestalt verliehen hatte, wesentlich verbessert worden. Er hat den Abschnitt über geometrische Optik, die ziemlich eingehend behandelt war, bedeutend gekürzt und so Raum gewonnen, um die neuen bahnbrechenden Untersuchungen über Strahlung und ihre Anwendung zur Messung hoher Temperaturen übersichtlich darzustellen. Die Abschnitte über Strahlungsdruck, über schwarze Strahlung, über Stufengitter werden vielen Lesern hochwillkommen sein.

Der dritte Band ist in vieler Hinsicht umgearbeitet. Im ersten Kapitel ist ein Paragraph über elektrische Temperaturmessung und einer über Thermostaten hinzugekommen (dieser ist freilich der Ergänzung sehr bedürftig). Als zweites Kapitel wird in der neuen Auflage die Kalorimetrie behandelt. Ganz neu ist ein Kapitel über „chemisch-physikalische Statik", in dem das *Dalton*sche Gesetz, die *Avogadro*sche Regel, Diffusion, Kohäsion, Kapillarität, innere Reibung, Kolloide, osmotischer Druck usw. zusammenhängend behandelt werden, Dinge, die bei der vorigen Auflage im ersten Bande zum Teil ein Obdach gefunden hatten. Es folgen die Kapitel über die Aggregatzustände, über Thermochemie, über Thermodynamik usw., schließlich das um die Hälfte vergrößerte Kapitel über Meteorologie.

In der verjüngten Gestalt bewahrt das ehrwürdige Werk seinen alten Ruhm. Jede weitere Empfehlung erscheint mir unnötig. *A.*

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Bibliothek der gesamten Technik. 29. Band: *Untersuchung der Dampferzeugungsanlagen auf ihre Wirtschaftlichkeit und Vorschläge zu deren Erhöhung.* Von Oberingenieur *Paul Koch*. Mit 59 Abb. Hannover 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 2,40, geb. M. 2,80.

36. Band: *Feuerungswesen.* Von *O. Bender*. Mit 75 Abb. und 1 Tafel. Hannover 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 3,80, geb. M. 4,20.

42. Band: *Handbuch für den Bau und die Instandhaltung der Oberleitungsanlagen elektrischer Bahnen.* Von *Arthur Ertel*, Ingenieur. Mit 294 Abb., 2 Tafeln und einem Notizblock für den Gebrauch auf der Strecke. Hannover 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 4,20, geb. M. 5,–.

58. Band: *Die Gewinnung der nutzbaren Mineralien von den Lagerstätten.* Von *A. Dittmarsch*, Bergschuldirektor a. D. in Zwickau i. Sa. Mit 79 Abb. Hannover 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 1,20, geb. M. 1,60.

60. Band: *Baukonstruktion.* Erster Band: Konstruktionselemente in Stein, Holz und Eisen. Von *H. Feldmann*, Architekt und Kgl. Oberlehrer. Mit 113 Abb. Hannover 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 1,—, geb. M. 1,40.

61. Band. *Die Elektrizität als Wärmequelle.* Von Dr. *Friedrich Schoenbeck*. Mit 53 Abb. Hannover 1907. Dr. Max Jänecke. Preis geh. M. 1,60, geb. M. 2,—.







